

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA
OSTRAVA**

FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstrukce výrobních strojů a zařízení

**KONSTRUKCE POLOHOVACÍHO MECHANISMU PRO
CRASHTEST SVĚTLOMETU**

Design of Position Changing Mechanism for Headlight Crashtest

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Student:

Bc. Jiří Malich


Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2017

Místopřísežné prohlášení studenta:

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh
vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl
jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 1.5.2017 

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo –diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.2.2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jiří Malich

Adresa trvalého pobytu autora práce:
Jesenická 465
Břidličná
793 51

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Malich**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Konstrukce polohovacího mechanismu pro crashtest světlometu**
Design of Position Changing Mechanism for Headlight Crashtest
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Za účelem modernizace stávajícího testovacího stroje na crashtest světlometu (umístěném v laboratoři katedry 340), proveďte nový konstrukční návrh polohovací části. Cílem je upravit konstrukci tak, aby došlo k výrazné zvýšení její tuhosti a zjednodušení manipulace při výškovém polohování. Zachovejte stávající polohovací rozsahy. Porovnejte současnou a navrženou konstrukci. Zpracujte variantní řešení a pro vybranou variantu vytvořte kompletní 3D model a výkresovou dokumentaci dle upřesnění vedoucího diplomové práce.


Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016
Datum odevzdání: 15.05.2017


doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MALICH, J. *Konstrukce polohovacího mechanismu pro crashtest světlometu: Diplomová práce*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2017, 79 s. Vedoucí práce: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá rozбором a návrhem polohovacího stroje pro crashtest světlometů za účelem modernizace. V úvodní části práce jsou analyzovány kritické konstrukční prvky původního řešení za pomoci rozboru a měření. Následně je vypracován nový konstrukční návrh dle zadání. Nové řešení obsahuje konstrukční návrh s popisem součástí. Konstrukční návrh se zaměřuje na zlepšení tuhosti a také zjednodušení manipulace. V závěru se práce zabývá kontrolními výpočty a porovnáním tuhostí a funkčnosti původního a nově navrženého zařízení.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

MALICH, J. *Design of position changing mechanism for headlight crashtest: Diploma thesis*. Ostrava: VŠB- Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production machines and design, 2017, 79 p. Thesis head: Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

This diploma thesis is about analysis and designing of position changing mechanism for headlight crash tester for a purpose of modernization. In the begging of thesis are analyzed critical design components of original design solution with experimental measuring and detailed component analysis. New design solution is based on analysis results and knowledge of design problematics. New solution includes description of parts and functionality. All improvements are focused on better rigidity and easy manipulation. Final part of thesis contains control calculations and comparsion of rigidity and functionality of both solutions.

Obsah

Seznam použitých značek:	7
Úvod	10
1 Původní zařízení	11
1.1 Původní řešení	11
1.2 Náraziště a stůl pro upínání světlometů	12
1.3 Lineární vedení pro osy X a Y	13
1.4 Polohovadlo pro osu Z	19
1.5 Měření deformací při střelbě do pružinového terče	24
2 Přehled zvedacích zařízení a dostupných prvků.....	26
2.1 Principy zvedacích mechanismů	26
2.2 Pohony zvedáku	29
2.3 Alternativní varianty pro vedení.....	31
3 Vlastní řešení práce	35
3.1 Popis konstrukčního řešení.....	37
3.2 Posun osy X Y	38
3.3 Zdvižné zařízení pro osu Z	39
4 Návrhové a kontrolní výpočty	48
4.1 Výpočet pohonu	48
4.2 Výpočet maximální osově síly předpětí (Němček,2008)	58
4.3 Kontrolní výpočet konstrukce polohovadla osyZ.....	60
4.4 Kontrola čepů (Moravec,2005)	63
4.5 Kontrola jednotlivých částí rámu	69
5 Závěr:.....	76
6 Seznam použité literatury	77
7 Seznam příloh:.....	79

Seznam použitých značek:

Značka	Význam	Jednotka
A-I	Styčnickové body konstrukce	[-]
b	Šířka kluzného pouzdra	[mm]
dč	Průměr čepu	[mm]
d1	Velký průměr lichoběžníkového závitu	[mm]
d2	Střední průměr lichoběžníkového závitu	[mm]
d3	Malý průměr lichoběžníkového závitu	[mm]
d3'	Minimální navrhnutý průměr lichoběžníkového závitu	[mm]
d _d	Průměr díry pod maticí spoje	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[Pa]
f _m	Koeficient tření pod maticí	[-]
f _z	Koeficient tření v závitu	[-]
FRA	Reakce v bodě A	[N]
FRA'	Reakce v na jeden čep v bodě A	[N]
FRD	Reakce v bodě D	[N]
FRD'	Reakce v na jeden čep v bodě D	[N]
Fu	Utahovací síla vyvozená rukou	[N]
Fkr	Kritická zatěžující síla pro namáhání ve vzpěru	[N]
Fo	Osová síla šroubu	[N]
Fo'	Osová síla šroubu při povolování	[N]
Fpř	Síla předpětí pohonu	[N]
Fstř	Reakce vyvozená od	[N]
Fzv	Vypočtená síla zvedáku	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m/s]
G	Modul pružnosti ve smyku	[Pa]
G _i	Tíhová síla působící na prvek i	[N]
h _{0i}	Vzdálenost měřeného bodu "i" před pokusem	[mm]
h _{1i}	Vzdálenost měřeného bodu "i" po pokusu	[mm]
Δh _i	Rozměr zaměřené deformace v bodu „i“ při pokusu	[mm]
HMH	Pevnostní hypotéza autorů Huber, Mises Hencky	[-]
i	Redukční poměr převodovky	[-]
k	Tuhost pružiny	[N/mm]

k_s	Statická bezpečnost	[mm]
L_{Gi}	Vzálenost tíhové síly od bodu	[Nm]
L_i	Délka členu i	[mm]
L_B	Vzdálenost reakce B od počátku členu 3	[mm]
L_D	Vzdálenost reakce D od počátku členu 4	[mm]
L_{FZV}	Vzdálenost síly zvedáku od počátku členu 3	[mm]
l_0	Výpočtová délka pro namáhání ve vzpěru	[mm]
L_p	Délka páky pro vyvození předpětí pohonného členu	[mm]
MKP	Metoda Konečných prvků	[-]
m_i	Hmotnost členu „ i “	[Kg]
$M_{o_{MAX}}$	Maximální ohybový moment působící na čep	[Nm]
$M_{STŘ}$	Reakční moment od síly pružin při střelbě	[Nm]
M_{tz}	Moment tření v závitě	[Nm]
M_{tM}	Moment tření pod maticí	[Nm]
n	Počet pružin odpalovacího mechanismu	[-]
n_s	Otáčky pohybového šroubu	[s ⁻¹]
P_d	Dovolené napětí v tlaku	[[Pa]
P_h	Stoupání pohybového šroubu	[mm]
R_p	Účinná délka utahovací páky	[mm]
R_{iX}	Reakce ve směru X v bodě „ i “	[N]
R_{iY}	Reakce ve směru Y v bodě „ i “	[N]
$r_{stř}$	Vzdálenost působitě střelné síly ojnice zvedacího rámu	[mm]
R_e	Mez kluzu v tahu	[Pa]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[Pa]
s	Stlačení pružiny odpalovacího mechanismu	[mm]
$s_{\check{c}}$	Obsah střižné plochy čepu	[mm ²]
S	Třecí průměr utahovací páky	[mm]
$v_{stř}$	Rychlost impaktoru	[Km/h]
W_o	Kvadratický moment průřezu v ohybu	[mm ⁴]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
α	Úhel svírající podpěra s rovinou XY	[°]
β	Úhel svírající vahadlo s rovinou XY	[°]
ρ	Hustota materiálu	[Kg/m ³]
σ_d	Napětí v tlaku	[Pa]
σ_o	Ohybové napětí	[Pa]

σ_{red}	Redukované napětí	[Pa]
τ_{Dm}	Dovolené napětí materiálu pružiny	[Pa]
τ_s	Smykové napětí	[MPa]
η_c	Celková účinnost soustrojí	[-]
η_p	Účinnost převodovky	
η_s	Účinnost pohybového šroubu	

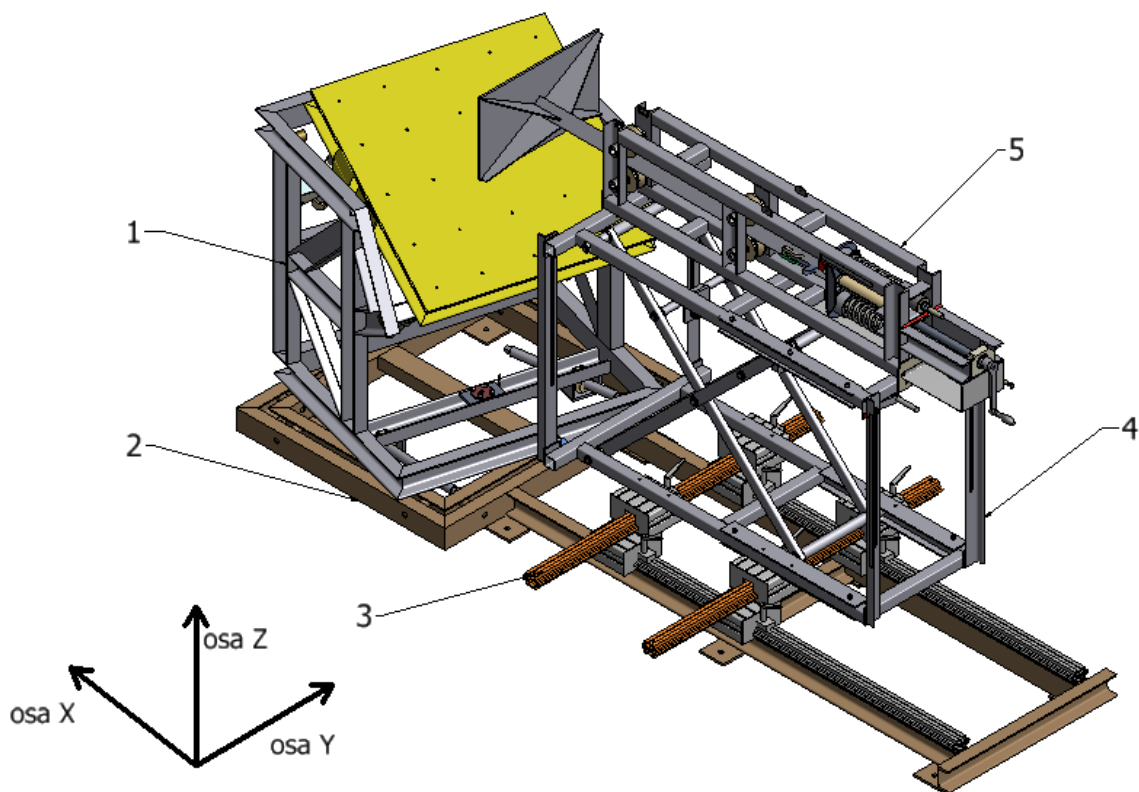
Úvod

V laboratoři katedry 340 je umístěno zařízení pro crashtesty světlometů pro automobilový průmysl, jenž bylo navrženo a vyrobeno ve spolupráci s firmou Varroc Lighting Systems pro nárazové testování světel za různých podmínek. Toto zařízení po několika letech provozu dostalo svého úkolu a proběhlo na něm mnoho měření a testů. Během jeho provozu byly nalezeny konstrukční nedostatky, jenž ovlivňují samotné měření nebo degradují potenciál jiných částí zařízení díky svým nedostatkům.

Předmětem této práce je rozbor polohovacího zařízení a následný návrh pro rekonstrukci. Mezi hlavní nedostatky této části byla zahrnuta ztížená manipulace při výškovém nastavování a také celková tuhost zařízení. Práce se tedy zabývá vylepšením těchto vlastností na základě pozorování a měření původního provedení. Z těchto pozorování pak vyplývá nové konstrukční řešení s návrhem nového polohovacího mechanismu. Konstrukční návrh je poté srovnáván z hlediska tuhosti a funkčnosti s původním zařízením.

1 Původní zařízení

Tato práce se zabývá především rekonstrukcí polohovacích částí stroje. Hlavní připojovací rozměry a prostorové rozmístění jsou omezeny na navazující konstrukční celky. Některé z připojovacích rozměrů budou přizpůsobeny i pro nově navrhnutý odpalovací mechanismu.



Obr. 1-původní řešení mechanismu a zavedený souřadný systém os;

1- náraziště, 2- zemní rám, 3- polohování osy X a Y, 4-polohování osy Z, 5- odpalovací mechanismu

1.1 Původní řešení

Při testovacích střelbách díky firmě Varroc byly pořízeny záběry na kameru s vysokou frekvencí snímání, které zabíraly jak celé zařízení, tak konkrétní konstrukční uzly. Z těchto záběrů byla jasně patrná deformace rámu v poměrně velkém rozsahu. Díky těmto záběrům bylo možné vytipovat kritická místa konstrukce a vyhnout se tak případnému opakování nevhodných konstrukčních prvků při konstruování nového zařízení.

Záběr je pořízen z boku zařízení a je zde patrná nejen deformace ve směru střelby, ale také ve směru svislém (viz. příloha H).

Záběry budou doplněny o deformační analýzu při cvičné střelbě. V závislosti na vstupech z analýz a konstrukčního rozboru bude navrhnuo nové řešení.

Pro orientaci byl zaveden souřadný systém (Obr. 1) vycházející ze základních pohybových principů mechanismu. Osa X je určena směrem, ve kterém impaktor vykonává pohyb a naráží do světlometu. Osa Y je pak kolmá na osu X a je určena především ke stranovému ustavení. V ose Z dochází k výškovému nastavení zařízení.

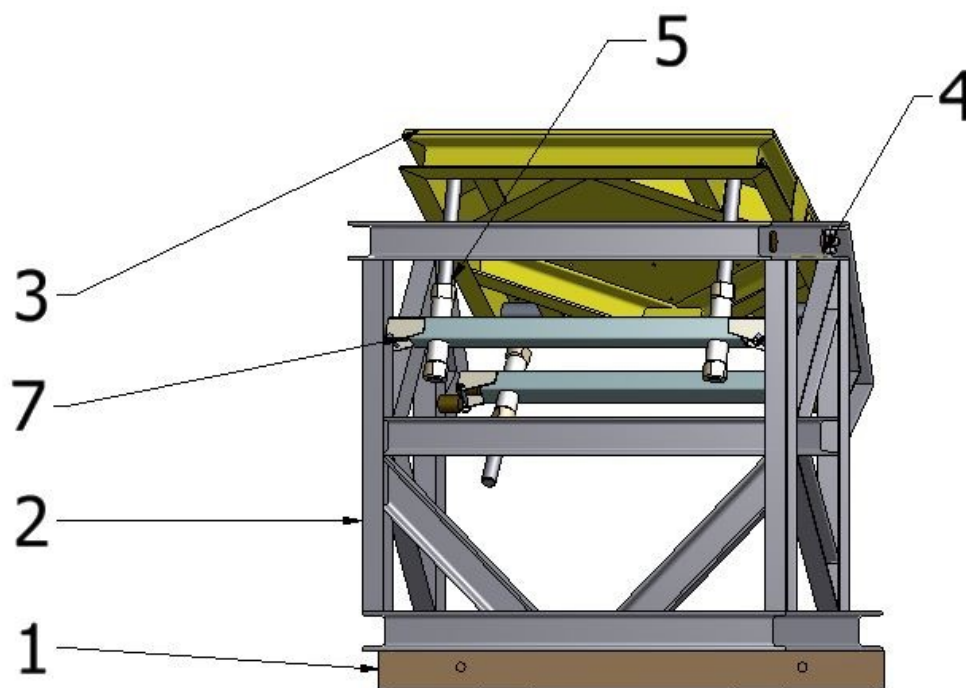
Osa Z, jak už je patrné z Obr. 1 je kolmá na rovinu XY. V této ose je taktéž zajištěn zdvih pro polohování odpalovače.

Na úvod rozboru původního řešení je taky vhodné popsat základní části a jejich funkci.

1.2 Náraziště a stůl pro upínání světlometů

Tato část je původním řešením crashtesteru, je hlavním kotvicím prvkem pro ostatní periferie, jako jsou vedení v ose X a jemu navazujících konstrukční celky. Spodní část náraziště je ukotvena do základů, a tudíž je i hlavním nositelem všech působících sil a reakcí. Z tohoto důvodu je oproti ostatním částem tvořena z masivních profilů a jeho tuhost je poměrně vysoká.

Na Obr. 2 je vidět zemnicí rám, ten je přes patky ukotven k základu. Je to pevná svařovaná konstrukce sestávající se z profilů U80 jsou na ni ukotveny další navazující prvky. Hlavním vstupem z této části je přípojovací rozměr pro vedení v ose X a případně také rozsah všech poloh, pokud by nebyly zadány předchozím provedením.



Obr. 2- Zadní pohled náraziště (1- zemní rám, 2- rám náraziště, 3- stůl náraziště, 4- ložiskový domek stolu, 5- šroub s maticemi, 7- kompaktní uložení nosníku)

Rekonstrukcí této části se práce nebude zabývat, a tak není nutné ji dále rozebírat z hlediska funkčnosti. I tak je tento prvek shledán za nejtěžší část celého stroje s žádnými nebo minimálními nároky na úpravy.

1.3 Lineární vedení pro osy X a Y

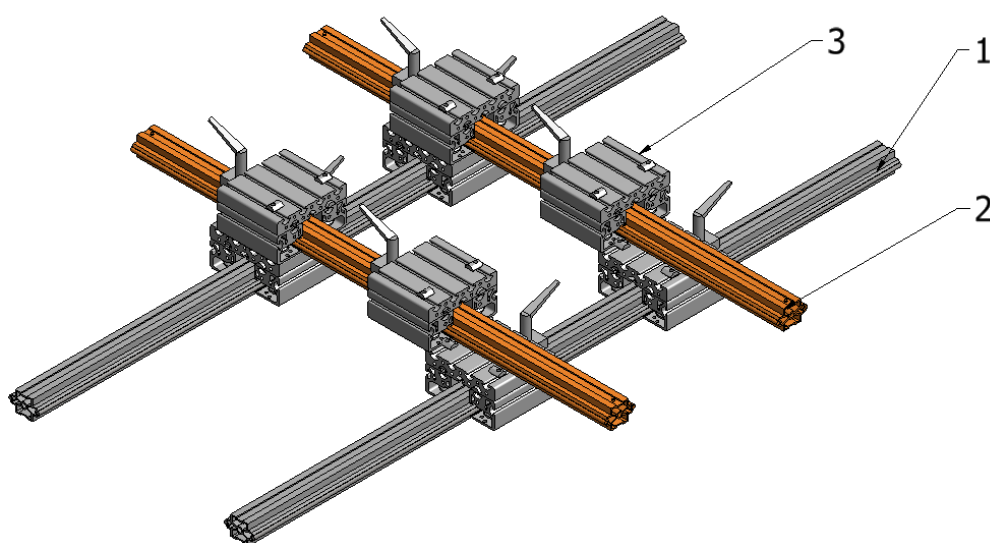
Pohyb odpalovacího mechanismu vůči zemnímu rámu u původního řešení zabezpečuje systém kolejnic a pojezdových lineárních vozíků od firmy Item. Toto řešení je velice kompaktní a má prostor pro další úpravy díky své modulárnosti. Základním prvkem je profil z hliníkové slitiny, lze případně volit i jiné rozměrové provedení ze série profilů.

Materiál profilů je hliníkovo-hořčíkovo křemíková slitina s označením 3.3206.72, jeho základní mechanické vlastnosti jsou vypsány v

Tab. 1.

Tab. 1 – materiál profilů použitých pro kolejnice a vozíky

Označení	Al Mg Si 0,5 F25
Mez pevnosti Rm	245 [MPa]
Mez kluzu Re	195 [MPa]
Hustota ρ	2700 [Kg/m ³]
Modul pružnosti v tahu E	70 [GPa]
Modul pružnosti ve smyku G	25 [GPa]



Obr. 3-Vedení pro polohování stroje v osách XY

1- kolejnice pro osu X, 2- kolejnice pro osu Y, 3- pojezdový vozík

Další výhodou tohoto vedení je způsob montáže, ve většině aplikací není nutné profil narušovat vrtáním. Množství a rozteč montážních bodů je omezena rozměrem profilu a pevností součásti na níž je profil montován. Je tomu tak díky drážkovým maticím, které se mohou volně pohybovat v drážce profilu a po utažení jsou schopny velmi dobře upnout profil díky tvarovému styku v drážce.

Jednou z hlavních nevýhod je tuhost pojezdových vedení, pokud vedení není podloženo jako je tomu v případě u osy Y. Jsou zde předpokládány pružné deformace. Tento problém je blíže popsán v experimentálním měření, kdy je tuhost této části zkoumána.

Po kolejnicích se pohybují vozíky z produkce stejné firmy. Tělo vozíku je sestaveno také z profilových bloků ze stejného materiálu. Horní část vozíku tvoří deska se čtyřmi upínacími drážkami o šířce 160 mm a délce 140 mm což jsou i připojovací plochy pro navazující zařízení. V bočnicích jsou umístěny čtyři rolly s V-drážkou které dosedají na vodící tyče. Vozíky jsou zajistitelné pomocí maticev profilu a adaptéru s ručním utahováním.

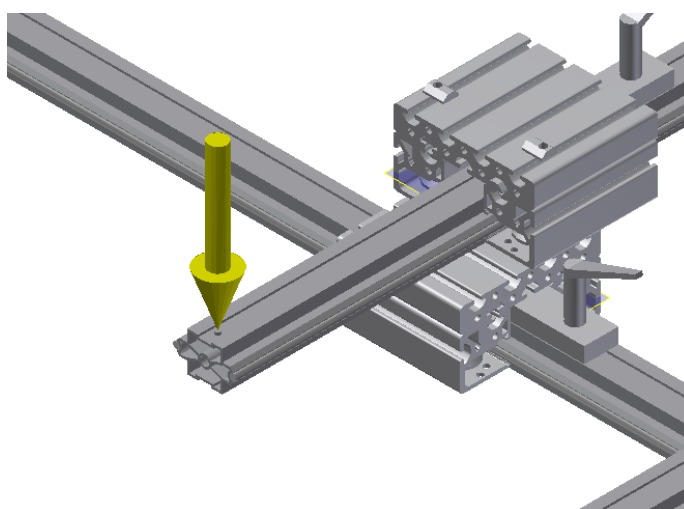
V obou osách dochází k posunu pomocí lidské síly. Manipulace je poměrně jednoduchá a po ustavení v těchto osách lze velice jednoduše zajistit polohu i při obsluze jednou osobou. Tento prvek po menších úpravách jsem zvolil jako vhodný i pro následující aplikaci v novém konstrukčním řešení, jak pro již zmíněné výhody, tak i pro snížení nákladů na případnou renovaci.

Experimentální měření deformace vedení

Principem tohoto experimentu bylo zatížit vedení osy Y a zjistit jeho deformaci. Při ustavení v krajní poloze osy Y působí reakce na vedené v poměrně velké vzdálenosti od podepření kolejnice. Je zde tedy riziko, že je kolejnice vystavena ohybovým momentům. S výsledky tohoto měření se bude dále pracovat jak s referenčním prvkem ke srovnání s MKP analýzami stávajícího řešení a upraveného řešení. Zatížení experimentu bylo aplikováno ve směrech os X a Z.

Popis měřicí metody – zatížení v ose Z

Při měření namáhání ve směru osy Z jsem využil hydraulického zvedáku umístěného pod vedením. Vedení bylo přes tlakový snímač namáháno silou zvedáku. V horní části vodícího profilu byl umístěn hrot digitálního úchylkoměru, jenž byl umístěn na nezávislém podkladu.



Obr. 4- detail zatíženého vedení pro namáhání v ose Z, celkový pohled viz. Obr. 3

Vedení bylo zatíženo silou 1 kN a poté odečtena odchylka ve směru zatížení. Síla může být na vedení v rámci střelby i vyšší, ale pro srovnání s MKP analýzou je toto zatížení dostačující. Před začátkem měření byly zaznamenány počáteční hodnoty na měřidlech a poté se přešlo k zatěžování profilu vedení. Po zatížení byly odečteny a zapsány hodnoty posunu a zatěžující síly.

Použité vybavení

- Hydraulický zvedák
- Digitální úchylkoměr
- Měřicí zařízení Almeo 2690 firmy ahlborn
- Tlakové čidlo (max.20kN)
- Podložní materiál



Obr. 5- měřící sestava pro namáhání ve směru Z

Tab. 2-naměřené hodnoty

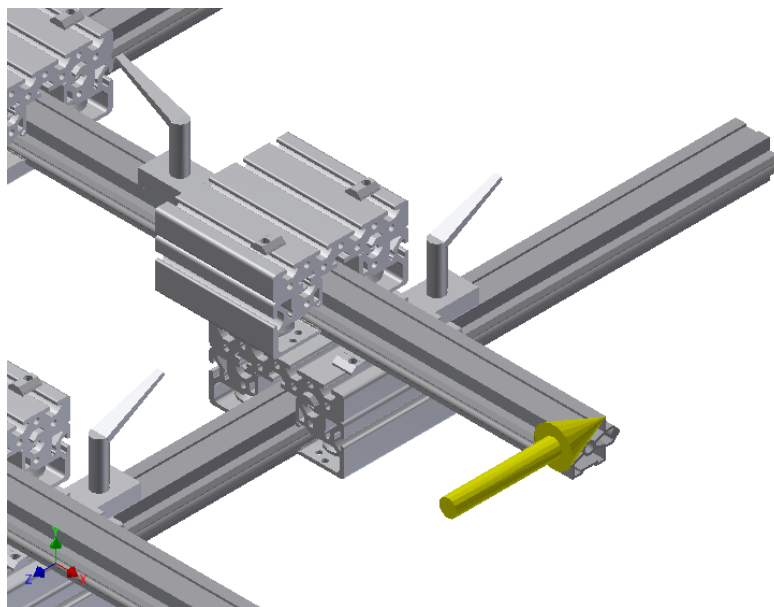
Zatěžující síla[kN]	deformace[mm]
1,064	2,462

Popis měřící metody – zatížení v ose X

Vedení byla zatěžována také ve směru osy X. Princip měření byl velice podobný jako u osy Y. Na vedení byl upevněn jeden stahovací popruh co nejbližší kraji vedení na jeho druhém konci byl umístěn tahový tenzometr napojený na měřící zařízení. Na druhé straně byl tenzometr spojen dalším popruhem s rámem náraziště.

Posun vedení byl odměřen následujícím postupem. Po upevnění všech prvků k měření byl na krajní hranu profilu umístěn hrot digitálního úchylkoměru a nastaven na nulovou hodnotu. Úchylkoměr byl před vynulováním přitlačen tak, aby při pohybu profilu nedošlo k přerušení dotyku.

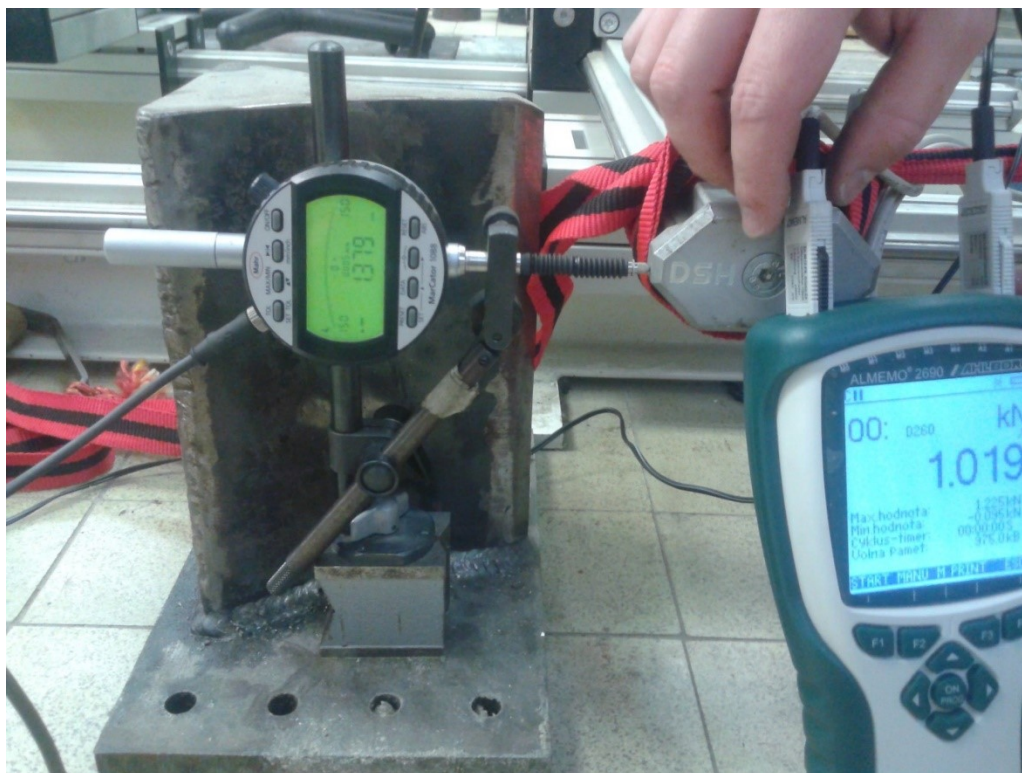
Poté byla pomocí stahovacího popruhu vyvíjena síla, která byla přenášena na profil vedení. Přes měřicí zařízení byla odečítána její přesná hodnota a zaznamenávána.



Obr. 6 detail zatíženého vedení pro namáhání v ose X, celkový pohled viz. Obr. 3

Použité vybavení

- Digitální úchylkoměr
- Měřicí zařízení Almeo 2690 firmy ahlborn
- Tahový tenzometr (K-25/ ± 10 kN)
- Napínací popruhy (2ks)



Obr. 7- soustava pro měření deformace ve směru X

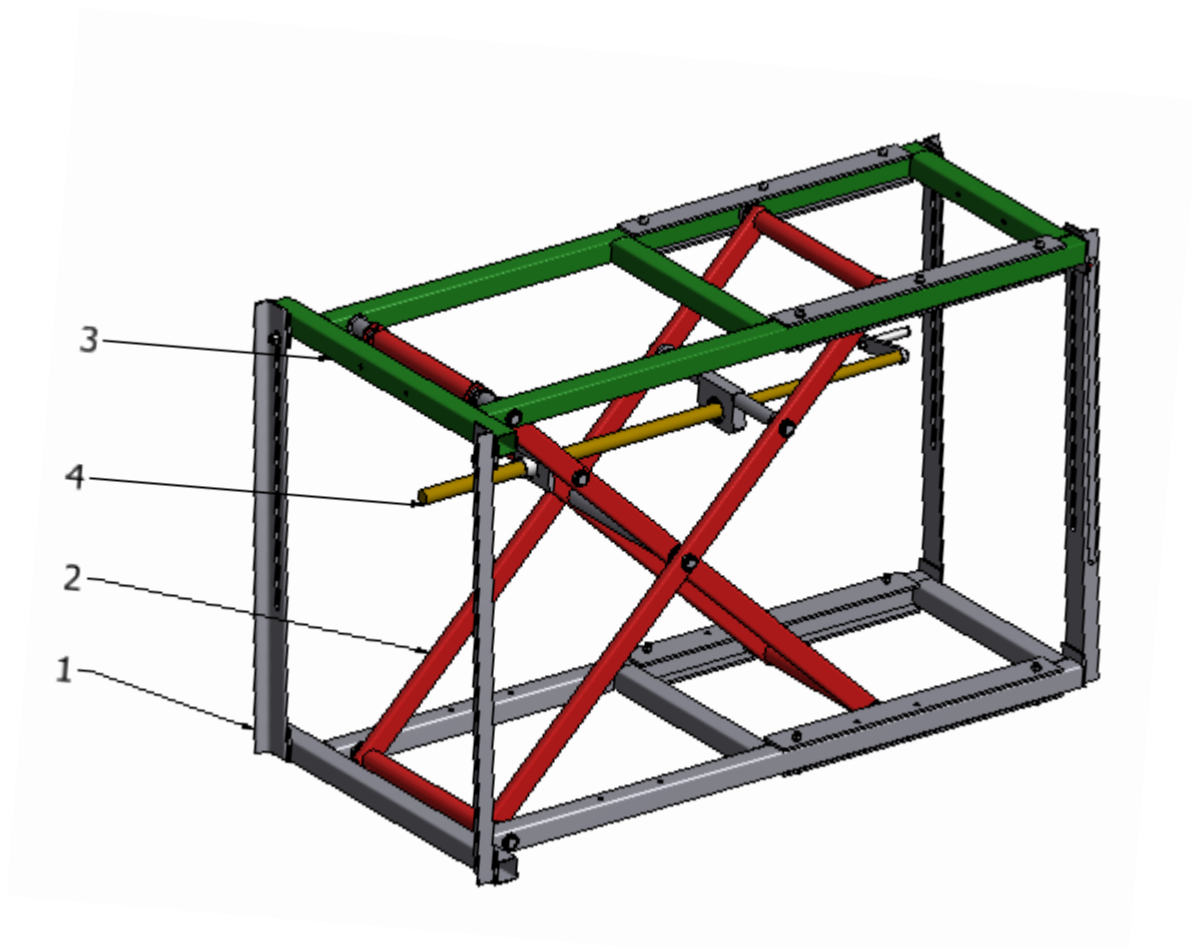
Tab. 3-výsledky měření pro osu X

Zatěžující síla[kN]	deformace[mm]
1,019	1,379

Naměřené hodnoty budou sloužit jako srovnávací veličina pro MKP analýzy ve výpočtové části.

1.4 Polohovadlo pro osu Z

Pro polohování v ose Z je použit nůžkový mechanismus uložený v rámu. Ovládání nůžkového mechanismu je provedeno pomocí lichoběžníkového šroubu s manuálním pohonem.

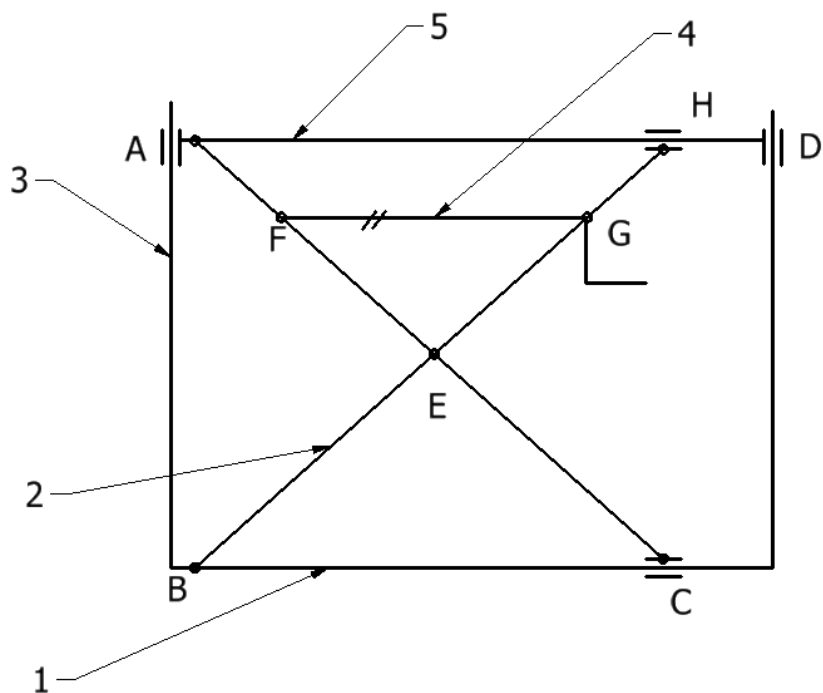


Obr. 8- Zdvížený mechanismus pro osu Z

(1- rám, 2- nůžkový mechanismus, 3- pohyblivá část rámu, 4- pohybový šroub)

Rám je kombinací svařovaných sestavných ráků a ty jsou pak spojeny pomocí šroubových spojů. Horní díl (Obr. 8-poz.3) je po ustavení spojen pomocí šroubů s vodícími profily. Šrouby prochází drážkou vyfrézovanou v ocelovém U profilu. Délka této drážky je 520 mm což určuje i minimální hodnotu rozsahu následného řešení v práci. Rám díky své konstrukci není příliš tuhý v rovině XZ. Už na první pohled lze pozorovat, že samotný rám nebude vykazovat dostatečnou tuhost. Na horní pohyblivou část rámu je upevněn odpalovací mechanismus, jenž svou hmotností vyvozuje zatížení a také je hlavní namáhání způsobené odpálením impaktoru a jeho reakcí.

Pro měnění pozice pohyblivé části rámu slouží nůžkový mechanismus. Tento mechanismus se skládá z trubek obdélníkového průřezu spojených vzájemně k sobě pomocí čepů v polovině délky profilu. Konec profilu je připojen k pevné a pohyblivé části rámu.



Obr. 9- schéma zdvižného mechanismu

1- polohovadla, 2- nůžkového mech., 3- vodící profil, 4- šroubový pohon, 5- horní rám

Na schématu (Obr. 9- poz.2) můžeme vidět řešení nůžkového mechanismu v rámu. V případě manipulace schéma odpovídá obrazci, avšak po zajištění, vazby A, D jsou transformovány pomocí šroubového spoje na „pevnou“, zatímco vazby C a H jsou ponechány jako posuvné. V těchto vazbách jsou uloženy řešeny jako odvalující se ložiska pevně uložené na konci nosníku nůžkového mechanismu a plocha, po které se ložisko odvaluje, náleží pevnému rámu. Tyto vazby tudíž po ustavení zachycují reakce pouze v ose Z. Díky tomuto konstrukčnímu prvku ztrácí rám potenciální tuhosti.

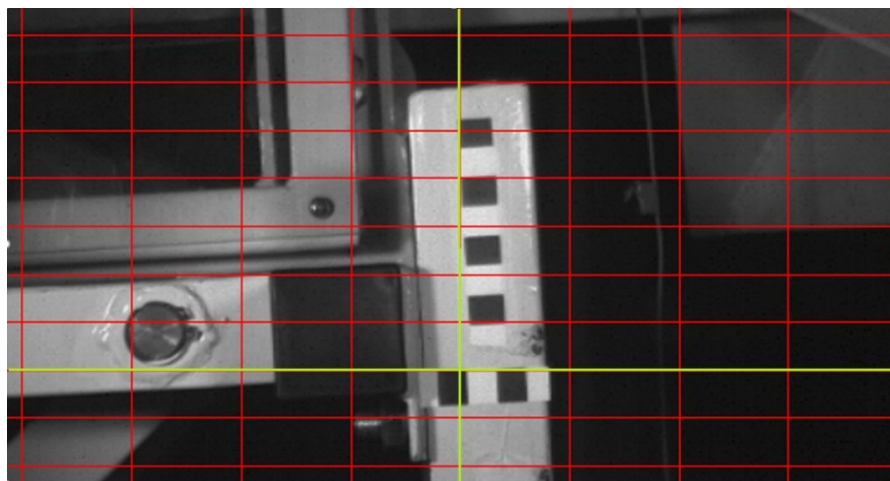
Poslední částí tohoto řešení je šroubový manipulátor s ručním pohonem (Obr. 9- poz.4) Matice jsou uloženy v maticových domcích, které hřídel spojují s rameny na sobě nezávislých. Jedna z matic má chod závitů pravý a druhá levý, to znamená, že při rotaci šroubu se matice pohybují k sobě nebo od sebe po ose šroubu a tím mění úhel mezi rameny a taky polohu volné části rámu. Jak můžeme vidět na Obr. 8 osy čepů pro uložení domků matice se neprotínají s osou šroubu, tudíž vlivem reakcí dochází namáhání momentem a následnému křížení matic. což může být i důvodem obtížné manipulace při výškovém nastavení.

Při zdvihu v ose Z bylo nutné k manipulaci vždy použít více úsilí pro zvednutí, než bylo předpokládáno při návrhu. Pohyblivý rám musel být odlehčen dvěma osobami

a třetí pracovala s klikou pohybového šroubu. Při spouštění odpalovače probíhá manipulace snadno i za obsluhy jedné osoby. Jako hlavní důvod tohoto jevu bych označil již zmíněná nesouosost matic. Dalším možným důvodem je příliš vysoký moment tření v závitu způsobený zatížením mechanismu od hmotnosti zatěžujících částí jako je volný rám nebo odpalovací mechanismus. Tato teorie nebude ověřena početně, protože z ní nebude vycházet nový konstrukční návrh, a tak by tato hodnota neměla v budoucím řešení veličinu pro srovnání.

Pro účely této analýzy byly také díky kameře poskytnuté z firmy varroc pořízeny vysoko snímkové záběry, na kterých můžeme po zpomalení pozorovat posunutí v zabíraných částech.

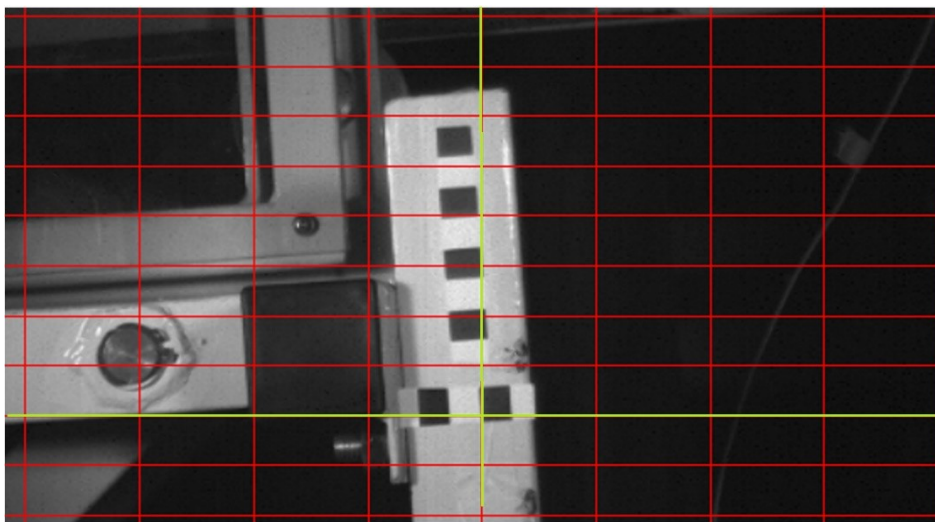
Nejvýraznější deformaci můžeme pozorovat v záběru na rovinu XZ, v tomto záběru je konkrétně vidět přední roh zvedacího zařízení. Na Obr. 10 je zobrazena statická poloha těsně před vystřelením impaktoru na cíl, pro měřítko byly na profil umístěny v ose X a Z černobílé pruhy, kdy každé z políček mělo rozměr 10x10 mm. Červená síť byla umístěna pomocí softwaru tak aby hrana přímky ve směru Z dosedala co nejpřesněji na okraj svislého pruhu a přímky ve směru X zase na hranu pruhu horizontálního. Počáteční poloha je tedy označena zelenými čarami v obou směrech sítě.



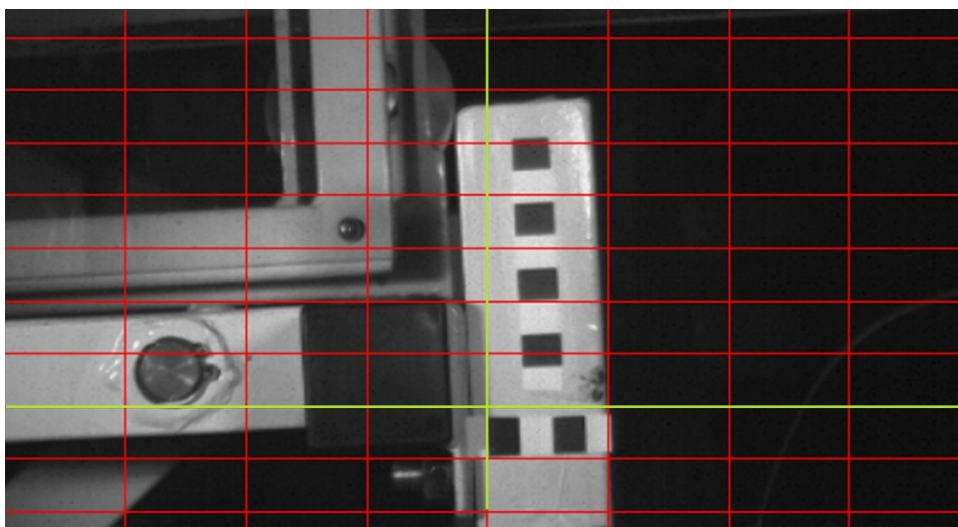
Obr. 10- Zaměřená část rámu těsně před odpálením impaktoru

Po vystřelení na rám odpalovače působí reakce od pružin a je přenesena na rám zvedáku. Tato síla je v řádech tisíců [N] a v horní krajní poloze působí na poměrně dlouhém rameni. Už během prvních momentů je na záběru pozorovatelný značný posun rámu ve směru opačném jako je vektor impaktoru. V první krajní poloze kmitu má rám v horním rohu odchylku vizuálním odečtem z obrázku až 13 mm (Obr. 11).

Poté rám zapruží a přechází do kmitu od své statické polohy ve druhém směru. Na Obr. 12 můžeme vidět koncovou polohu kmitu v druhém směru, zde je vychýlení podle odečtu 10 mm. Tudíž celý kmit má přibližně 23 mm.



Obr. 11- první koncová poloha kmitu



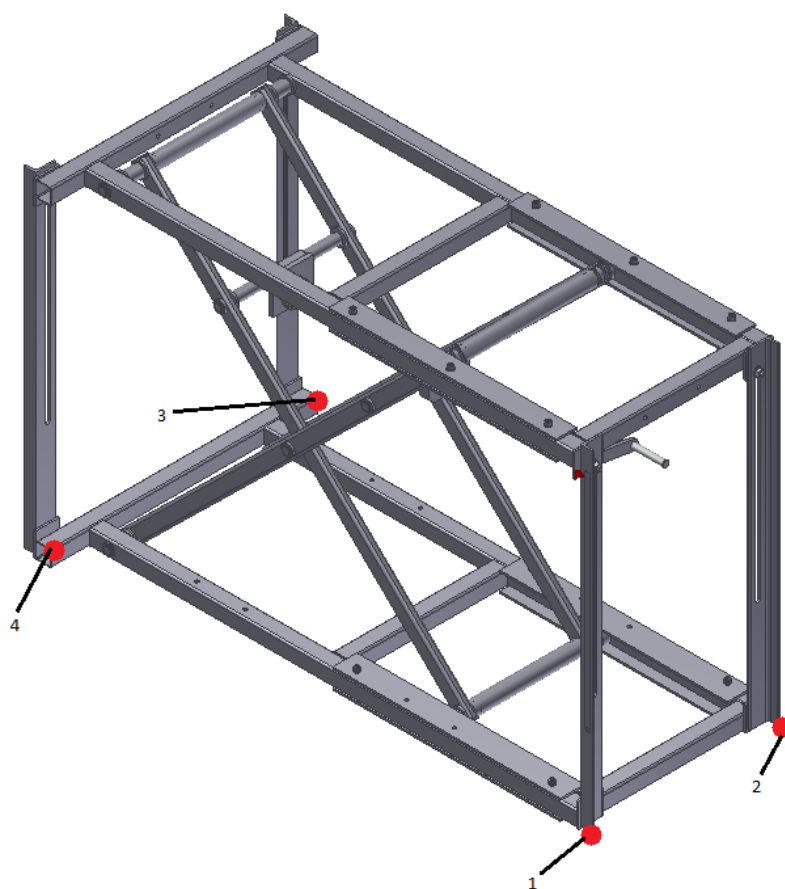
Obr. 12- druhá koncová poloha kmitu

1.5 Měření deformací při střelbě do pružinového terče

Při snímání rychlou kamerou byly zabírány hlavně horní části rámu, ale posuvné deformace byly zřejmé i u spodní části rámu. Pro zaměření deformace bylo potřeba vyměřit od polohy původní maximální velikost kmitu. Pro detailnější rozbor pohybu spodní části byla taktéž použita kamera, tentokrát však s nižším snímkováním, ale pro tyto účely plně dostačujícím.

Popis měřicí metody

Pro tyto účely byly na spodní části rámu v označených bodech na Obr. 13 umístěny kousky plastické hmoty. V těchto rozích byla tedy mezi pevným tělesem a rámem umístěna hmota tak, aby bylo možné změřit její původní výšku neboli vzdálenost mezi rámem a pevným tělesem, a poté odečíst výšku hmoty stlačené. Takto naměřené hodnoty potom v rozdílu dají velikost kmitu v dané pozici. Jako dopadová část impaktoru byla použita pružina.



Obr. 13- zaměřené body při měření

Tento princip byl použit především pro možnost dopočtení nárazové energie impaktoru, díky odečtu stlačení pružiny.

Záznam deformace byl proveden pomocí plastické hmoty umístěné na vytipovaných místech. Tyto body můžeme vidět na Obr. 13. Velikost reakce od odpalovacího mechanismu je závislá na rychlosti impaktoru. Pružina působící jako akcelerátor impaktoru je stlačena na určitou hodnotu pro danou rychlost a hmotnost impaktoru. Ze stlačení pak vychází reakční síla působící na celou konstrukci.

Stlačení pružiny: $s = 40 \text{ mm}$

Rychlost impaktoru : $v_{\text{stř}} = 13 \text{ km/h}$

Hmotnost impaktoru $m_i = 25 \text{ kg}$

Reakční síla $F_{\text{stř}} = 9036 \text{ N}$

Výsledky měření

Tab. 4- Naměřené hodnoty při pokusu

Zaměřovací bod	$h_{0i} [\text{mm}]$	$h_{1i} [\text{mm}]$	Deformace Δh_i [mm]
1	22,8	19	3,8
2	23,8	21,5	2,3
3	23,7	19,5	4,2
4	22,5	19,75	2,85
5	42,7	49,2	-5,6

Při tomto měření byla měřena deformace rámu v označených bodech ve svislém směru. V bodech 3 a 4 bylo při pozorování výrazné kmitání. Deformační těleso umístěno i na vrchní stranu nosníku v bodě 4. Odchylka směrem vzhůru je v Tab. 4 uvedena jako zaměřovací bod č.5.

Závěr analýzy

Během analýzy byly vytipovány kritické konstrukční prvky i možné důvody disfunkce některých částí. Byly zaměřeny značné deformace (Obr. 11, Obr. 12, Tab. 4), které odpovídají i teorii, že velkou část energie pružin odpalovače pohltí deformace rámu. Hlavním cílem nového konstrukčního řešení tedy bude zvýšit tuhost

a navrhnout řešení tak, aby byly zabezpečeny základní požadované funkce s co nejvyšší přesností a funkčností.

2 Přehled zvedacích zařízení a dostupných prvků

Hlavním předmětem rekonstrukce je zdvihací zařízení, které dle pozorování má největší nedostatky z hlediska tuhosti. Rešeršní část se bude v krátkosti zabývat typy zvedáků a jejich pohonů.

2.1 Principy zvedacích mechanismů

Pro vypracování nového konstrukčního řešení je v této části uveden základní výčet zvedacích zařízení a mechanismů jenž mohou být základní inspirace.

Přímé hydraulické

Tento typ zvedáků sám o sobě není vhodným kandidátem pro budoucí řešení z hlediska tuhosti a působení axiálních sil. Avšak pokud by tento princip zvedání byl umístěn do tuhého rámu a vedení, byl by tento princip teoreticky využitelný. Hlavní předností je ruční pohon s poměrně velkou zdvižnou silou díky hydraulickému převodu.

Rozsah tohoto zařízení je taktéž omezen rozsahem hydraulického válce.



Obr. 14- hydraulické zvedací zařízení

Trojčlenný trojúhelníkový mechanismus

Tento princip zdvihu je velice jednoduchý a účinný. Skládá se ze dvou ramen stejné délky a poháněné základny. Ramena jsou přitahována přes pohybový šroub umístěny v základně, ten je poháněn přes úhlovou převodovku ručně nebo pomocí elektromotoru.

Tento mechanismus je poměrně tuhý, avšak má velice malý rozsah v poměru s prostorovými nároky, není kompaktní. Variace využitelná pro požadovaný rozsah by potřebovala nejspíše také nosný rám, který by byl tímto mechanismem pouze poháněn.



Obr. 15- trojčlenný mechanismus v praxi jako zvedák automobilů (Heavytech,2017)

Čtyřramenný mechanismus

Toto zařízení vychází z rovinného mechanismu zvaného paralelogram, ramena jsou stejné délky a pracují ve vzájemně rovnoběžné poloze, stejně tak pracuje i horní spojující člen rovnoběžně se základnou. Tento mechanismus (Obr. 16) má poměrně velký rozsah. Díky tomu, že jeho ramena ve většině poloh uzavírají ostrý úhel, je jeho tuhost ve směru X relativně vysoká a při vyztužení konstrukce pomocí vzpěr je možné docílit tuhosti velmi vysoké při relativně malých rozměrech konstrukce. Tento mechanismus lze pohánět v různých místech konstrukce.



Obr. 16- čtyřčlenné zvedací zařízení (Technology-garage, 2017)

Tento mechanismus má dle mého názoru nejvyšší potenciál na využití v budoucím řešení z hlediska tuhosti a rozsahu mechanismu.

Zvedáky s nůžkovým mechanismem

Tento princip byl použit u původního řešení, už v minulých kapitolách byly popsány jeho výhody a nevýhody. Princip je aplikovatelný pro budoucí řešení, ale z hlediska originality návrhu se budu při návrhu zabývat jiným typem mechanismu.



Obr. 17- nůžkový zvedací mechanismus (agrifair, 2017)

2.2 Pohony zvedáku

Elektromechanické a elektrické pohony

Elektrické lineární pohony využívají především pohybových šroubů, jak už lichoběžníkových, tak kuličkových, které převádějí rotační pohon elektromotoru na lineární. V závislosti na konstrukci a velikosti zařízení tyto pohony vyvíjejí relativně velké pracovní síly a dokáží pracovat s velkou přesností. Pro pohon budoucího konstrukčního řešení se zdá být toto provedení jako vhodné.

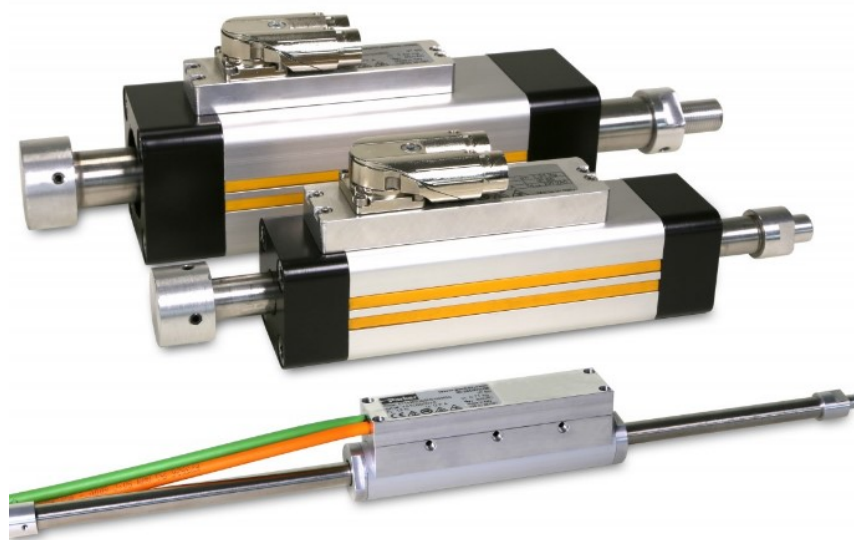


Obr. 18- elektromechanický aktuátor (Raveo,2017)

Další z variant lineárních pohonů jsou řešení, kdy převod rotačního pohybu probíhá za pomoci ozubených řemenů a kladek. Tyto systémy mají velké rozsahy, avšak nejsou schopny přenášet velké síly při malém zastavěném prostoru.

Posledním ze zmíněných mechanických převodů pohybu rotačního na lineární jsou ozubené řemeny. Tento princip využívá pastorku odvalující se po ozubeném hřebenu, aplikace má velkou únosnost a je vhodná spíše pro velké rozsahy, to je zhruba 5 m a více.

Elektrické lineární tubulární motory jsou elektronická zařízení vyvíjející přímočarý pohyb bez nutnosti mechanického přenosu jako jsou třeba pohybové šrouby. Tyto zařízení jsou schopna pracovat v dlouhých zátěžových cyklech.



Obr. 19- lineární tubulární elektromotor (Parker,2017)

Pracovní síly jsou však relativně nízké, v řádech stovek Newtonů a pracovní rozsah je taktéž poměrně nízký. Zařízení je aplikováno především v automatizaci jako náhrada pneumatických válců. Tento pohon byl tedy shledán jako nevhodný pro tuto aplikaci.

Hydraulické pohony

Hydraulické pohony jsou velmi jednoduchým řešením pro vyvození velké osové síly. Pracuje na principu hydrostatického převodu. Jeho výkon je závislý na tlaku a průtoku hydraulické kapaliny v přívodním potrubí. Tyto pohony mají několik základních prvků, hydromotor a hydrogenerátor. Pro tento případ by byl vhodný například jednočinný hydraulický válec. Lze také použít hydromotor rotační s převodem na lineární pomocí pohybových šroubů, ale aplikace rotačních hydromotorů jsou využívány především v těžké technice a pro tuto aplikaci nemají z hlediska výkonu využití. Z hydrogenerátorů se nabízí ruční pumpy nebo hydrogenerátory poháněné motorem. Pro tuto aplikaci by nejspíše postačil hydrogenerátor ruční viz. Obr. 14.

Hlavní výhodou je vysoká odolnost vůči okolním vlivům a vysoké pracovní síly. Mezi nevýhody tohoto mechanismu je možnost znečištění okolí hydraulickou kapalinou při poruše, vysoká hmotnost pohonu, nepřesný krok zdvihu a odměření polohy.

Pneumatické pohony

Pneumatické válce pracují na podobném principu jako hydraulické, akorát pracovním médiem je vzduch. Tyto zařízení mají vysoké pracovní rychlosti a jejich pracovní síly jsou například v porovnání s hydraulickými pohony velmi nízké. Stejně jako u hydraulických pohonů je síla závislá na tlaku pracovního média a průtočném množství dodávaném do válce. Což u větších válců vytváří poměrně velké nároky na při velkých pracovních silách a zdvizech. Rozsah pracovních válců je omezen na minimální a maximální hodnotu zdvihu a není možné řídit polohu pneumatického válce. Další z nevýhod je poměrně vysoká hlučnost při provozu tohoto typu pohonů.

Vzhledem k tomu, že prostorech, kde je původní zařízení umístěno není k dispozici tlakový vzduch o dostatečné průtočném množství, není tento typ pohonu příliš vhodný.

2.3 Alternativní varianty pro vedení

Z hlediska manipulace je podstatnou částí vedení pro manipulaci v osách X a Y. U použitého vedení je požadavek na zajištění polohy s momentovým i silovým přenosem. V samotném konstrukčním návrhu budou použity původní vedení a vozíky, a to z následujících důvodů. Jejich funkčnost je stále vyhovující, tuhost lze jednoduchou úpravou zvýšit, což je méně finančně náročné, jako nahrazení novým typem vedení.

Profilové skládané vedení

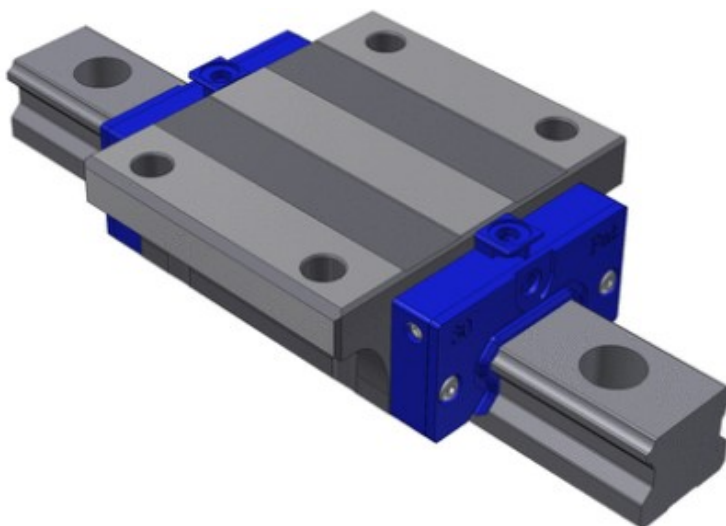
Vedení nevykazovalo během svého používání výrazné nedostatky ve svojí funkci. Popis, funkčnost a nedostatky jsou uvedeny v kapitole 1.3.



Obr. 20- lineární vedení Item (Item24us, 2017)

Kolejnicová vedení

Kolejnicová vedení (Obr. 21) jsou široce rozšířena v průmyslových aplikacích, jsou oblíbené díky svému přesnému tichému chodu. Toto vedení se skládá z kolejnice s vodícími drážkami a pojezdového vozíku. Vozík je uložen v tvarové drážce na oběžných odvalovacích tělesech, většinou kuličkách. Díky tomu má minimální odpor a velice přesné vedení. Tyto vedení mají také vysokou tuhost a únosnost.



Obr. 21- kolejnicové vedení MN systems (Mnsystems, 2017)

Jako aretační prvek je u těchto vedení použita uzavírací jednotka (Obr. 22), která pro zajištění využívá sevření kolejnice v čelisti, která je připojena na pojezdovém vozíku. Svěrná síla je vyvozena šroubem s pákou, a tak při jejím utahnutí vzniká tření mezi kolejnicí a dosedací plochou šroubu. Existují i provedení s pneumatickým uzamykáním, které poskytují možnost automatizace či vyvození větších sil.



Obr. 22,- aretační prvek pro kolejnicové vedení(Mnsystems,2017)

Tento typ vedení s uzavírací jednotkou je schopen udržet axiální zatížení až 2000 N a momenty, jež je schopen přenést jsou velmi vysoké. Z konstrukčního hlediska je velmi vhodné pro využití jako alternativní konstrukční prvek ke stávajícímu řešení.

Vodící tyče

Další typovou variantou vedení jsou vodící tyče s kuličkovými pouzdry, tyto tyče se vyrábí jako podepřené či upevněné v montážních úchytech. Nepodepřená varianta tyčí je v případě větších radiálních sil namáhána na ohyb. Aretace polohy přímo na tomto typu vedení nebyla dle zdrojů dostupná na trhu, takže by tento problém bylo nutné řešit například svěrnými pouzdry nebo fixací polohy přímo na pohon. Taktéž tato varianta není schopna zachytit momentové zatížení ve všech osách. Podepřené tyče jsou, co se týká tuhosti vhodnější pro tuto aplikaci. Tuhost výrazně zvyšuje podpěrné lože, na kterém jsou vodící tyče přišroubovány. U podepřených tyčí je však aretování polohy taktéž na trhu nedostupné a vlastní konstrukční řešení by bylo z hlediska nákupu dostupných jiných provedení, či využití původního, nevhodné.



Obr. 23- Lineární vodící tyče

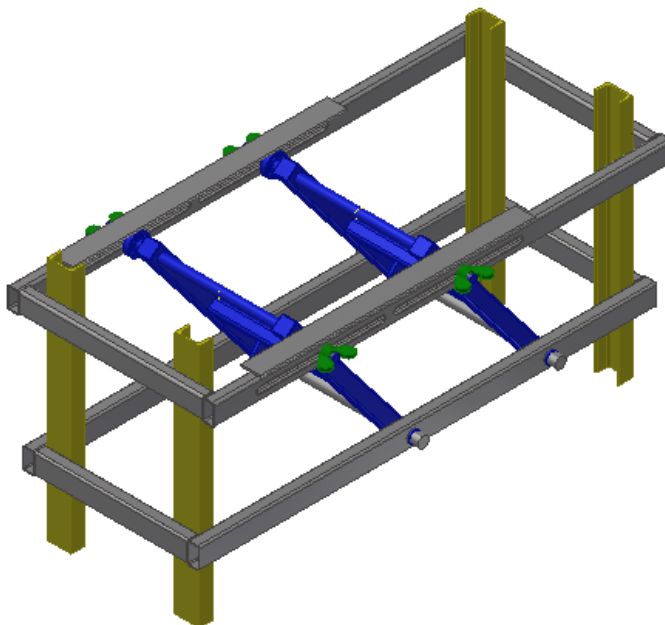
3 Vlastní řešení práce

Ze záběrů (Obr. 11) je dobře patrné že k prvnímu kmitu dojde již při odjištění odpalovacího mechanismu. Reakce na rozpohybování impaktoru je závislá na výškové poloze odpalovací části, avšak v nejvyšší poloze odpalovacího mechanismu je deformace více než 15 mm téměř ve všech směrech. Z toho vyplívá, že rám pohltí značné množství energie dříve, než impaktu narazí do světlometu. Další řešení je orientované na tuto diplomovou práci, a to vylepšení tuhosti rámu a pokrytí těchto ztrát díky pevnější konstrukci.

Původní řešení má pro manipulaci použity ve spodní části profilové vedení Item. Vzhledem k jednoduchosti manipulace a montáže hodlám v budoucím řešení tyto prvky využít. Ovšem i v této skupině dílů jsme díky jednoduchému experimentu zjistili, že v krajní poloze při vyložení ve směru ose Y může docházet k velkému namáhání, a tudíž i k podstatným deformacím.

Srovnání variantních řešení

Srovnání již dostupných zvedáků proběhlo v úvodní části této práce. Po zvolení typové konstrukce byly vypracovány variantní návrhy pro daný mechanismus. Z těchto variant byly vybrány dvě k dalšímu rozpracování.

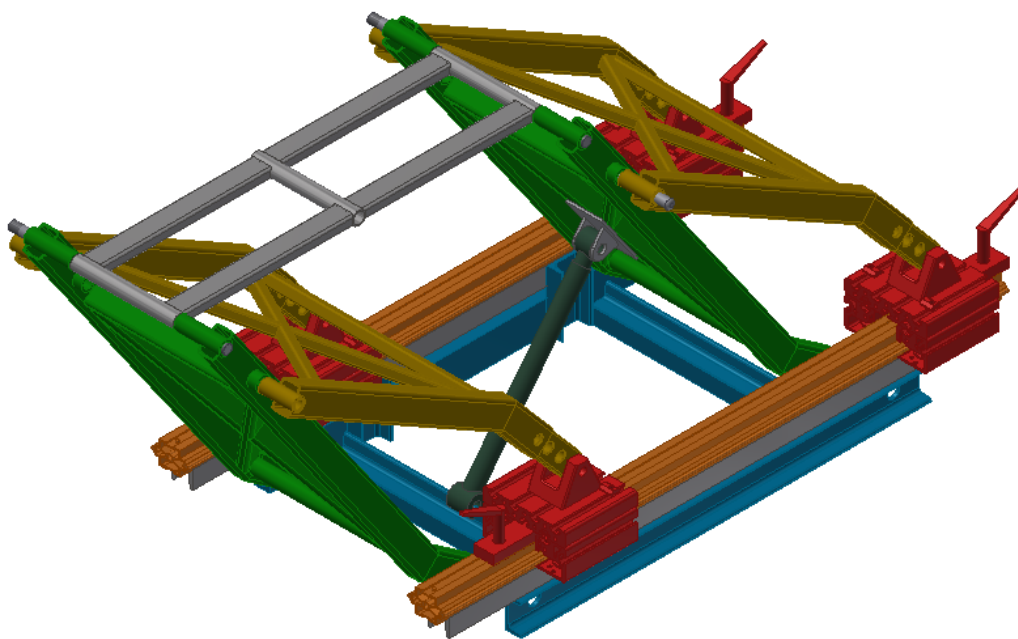


Obr. 24- první nerozpracovaná varianta zvedáku

První varianta řešení, která byla vytvořena jako paralelogramový mechanismus vložený do pevného rámu. Myšlenka tohoto řešení byla pohon zajistit pomocí vahadel spojených s horním rámem. Rám by byl veden po lineárních vedeních umístěných na žlutých profilech (Obr. 24). Horní část vahadel je spojena s rámem přes drážku, kterou prochází čepy vahadel. Na čepech jsou umístěny rolly, které se při polohování odvalují po vodících plochách na horním rámu. Při zajištění by docházelo k aretaci na lineárním vedení umístěném na žlutých profilech a vahadla by byly zajištěny k rámu pomocí třecího spojení pomocí rychloupínacích matic či pák.

Při počátečních návrzích zajišťovacích prvků bylo zjištěno, že vzhledem k zatížení by byly utahovací momenty pro rychloupínací prvky příliš vysoké pro ruční utahování. Taktéž kompaktnost této konstrukce nebyla příliš velká.

Z těchto důvodů bylo od jednoho z prvních návrhů upuštěno, a tak se přešlo k návrhu jiného řešení.



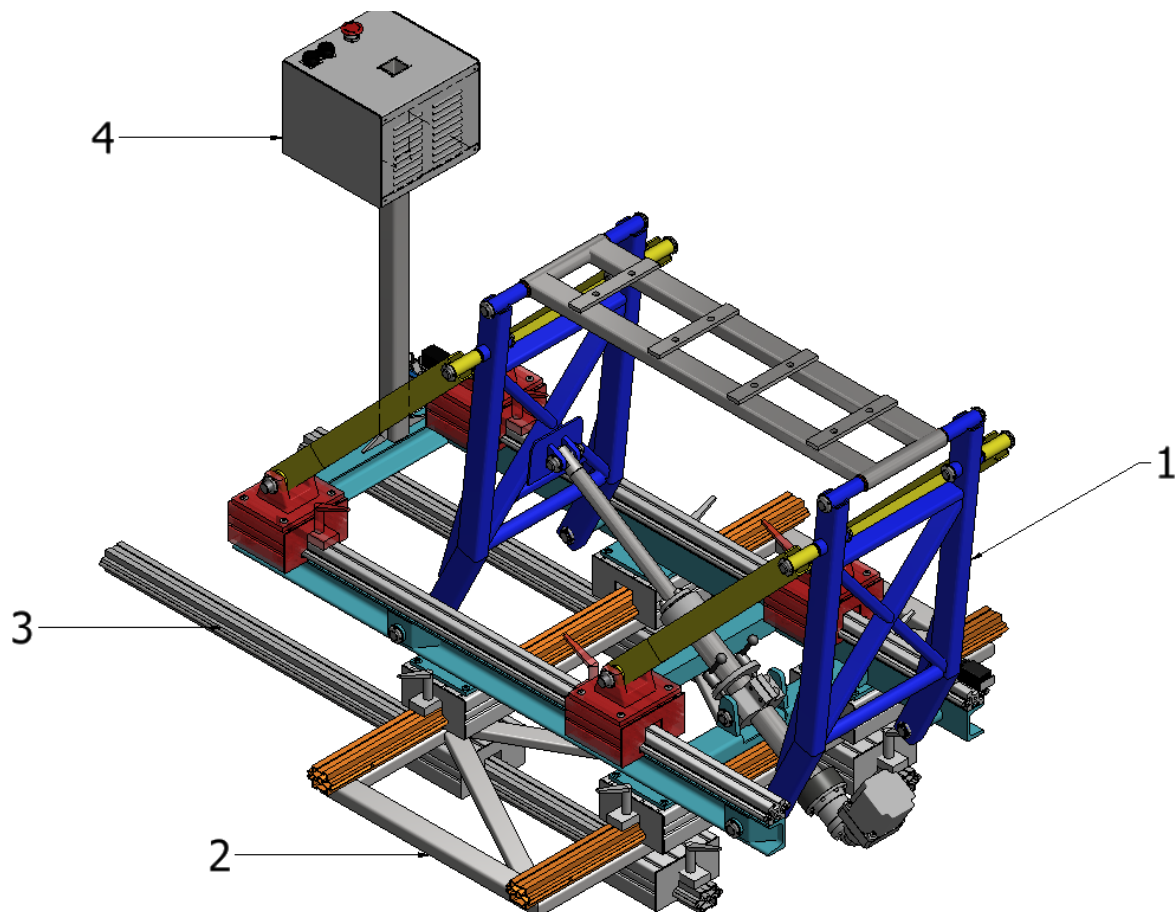
Obr. 25- zvolená varianta pro vypracování nového řešení

Další z návrhů byla opět aplikace paralelogramového mechanismu ovšem již zpevňovaného pomocí podpěr na zajistitelných lineárních vedeních.

Hlavní výhodou tohoto řešení byla jednoduchost manipulace a poměrně velký potenciál ke zvýšení tuhosti oproti původnímu řešení. Z toho základního návrhu potom vychází výsledné konstrukční řešení, které je podrobněji popsáno v následujících kapitolách.

3.1 Popis konstrukčního řešení

Vlastní konstrukční řešení se sestává z několika hlavních částí, některé z nich přímo navazují na původní zařízení a zároveň jsou kompatibilní s novým řešením odpalovacího mechanismu.



Obr. 26- Crashtester s polohovacími mechanismy

(1- polohování osy Z, 2- polohování osy Y, 3 polohování osy X, 4- ovládací skříň)

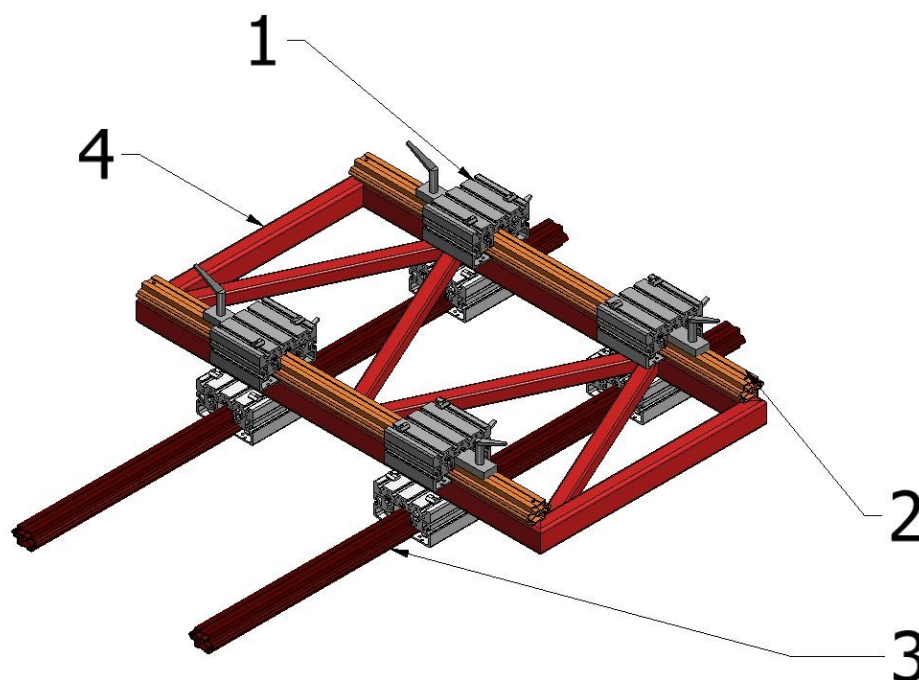
Původním prvkem je náraziště s upínacím stolem pro světlomety (Obr. 26 -poz. 1). Tento celek byl jedním ze stěžejních rozměrových zadání z hlediska připojovacích rozměrů pro pojezdové kolejnice.

Druhým navazujícím zařízením je odpalovač nárazového impaktoru (Obr. 26- poz.2). Pro řešení bylo zadáním z hlediska zatížení, a to především co se týče zátěže. Z hmotnosti tohoto zařízení vychází návrh pohonu. Další zátěžové kritérium vyplývá z reakce od odpalování impaktoru, při odpálení vzniká reakce ve směru osy X zatěžující rám. Dle analýzy kritických míst v původním zařízení této reakci byly připsány hlavní ztráty na energii impaktoru a také nejvyšší deformace pozorovatelné

v rovině XZ. Konstrukční řešení je tedy zaměřeno především na eliminování této deformace.

3.2 Posun osy X Y

Z důvodu simulování různorodých nárazů je nutné zajistit poměrně rozsáhlé možnosti polohování, a to nejen náraziště, ale také odpalovacího mechanismu. Rotační polohování zabezpečuje stůl náraziště a posuvné pohyby zabezpečují vedení v osách X a Y. Tato vedení jsou taktéž součástí původního řešení, po zvážení dalších variant pro vedení jsem usoudil, že vzhledem k jejich funkčnosti a kompaktnosti jsou vhodná i pro nové konstrukční řešení.



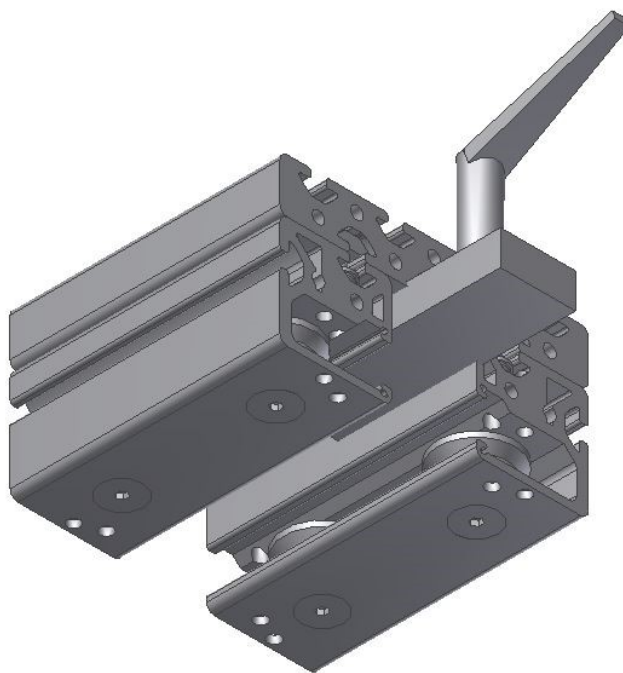
Obr. 27-vedení z profilů a vozíky Item (1- vozík, 2- vedení pro osu Y, 3- vedení pro osu X, 4- zpevňující rám)

Kolejnice pro osu X (Obr. 27 – poz.3) je upevněna pomocí kluzných kamenů umístěných v profilu a šroubů. Tyto kolejnice jsou kompaktním systémem od firmy Item a z konstrukčního hlediska je výhodná jejich variabilita. Samotné vedení je dlouhé 1500 mm a rozteč krajních bodů je 730 mm, tudíž rozsah v tomto vedení je 770 mm. Původní kolejnice je upevněna ve třech bodech k rámu, zvolil jsem pro případné snížení pružných deformací a zvýšení tuhosti přidání další tří montážních bodů.

V ose Y jsou posuvné kolejnice (Obr. 27-poz.2) poněkud kratší, při vysazení od středu rámu je zde riziko působení ohybových momentů. Předchozí verze měla

pojezdové kolejnice v ose Y umístěny přímo na vozíku, a tak jejich tuhost nebyla příliš velká, což potvrdilo i experimentální měření při analýze v předchozí části. Kolejnice tedy byly doplněny o nosný rám, který je zpevnil nejen ve směru osy X ale také ve směru osy Z. Taktéž byl navýšen počet montážních bodů, a to ve prospěch tuhosti vedení. Délka kolejnic je 1100 mm, vzdálenost krajních bodů je 730 mm a rozsah posuvu je 370 mm.

Hlavním translačním prvkem pro pohyb jsou rolničkové vozíky od firmy Item (Obr. 27- poz. 1). Sestávají se z vrchní nosné desky s drážkami pro kluzné kameny, na kterou je možné do drážek umístit několik montážních bodů. Bočnice jsou pomocí systému drážek uchyceny k nosné desce a každá z nich obsahuje dvě rolny uložené na valivých ložiscích. Po ustavení polohy slouží u těchto vozíků k aretaci rychloupínací systém, pro většinu případů postačí v tomto řešení pouze jedna rychloupínka, ale pokud je potřeba lze do lineárního vozíku umístit i druhý upínák. Tento celek má v ose posuvu po zajištění únosnost 1500 N s druhým upínákem až 3000 N.

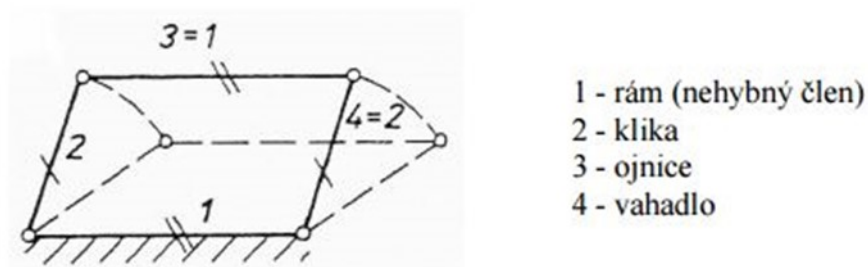


Obr. 28- Lineární vozík firmy Item s rychloupínkou (item24us,2017)

3.3 Zdvížené zařízení pro osu Z

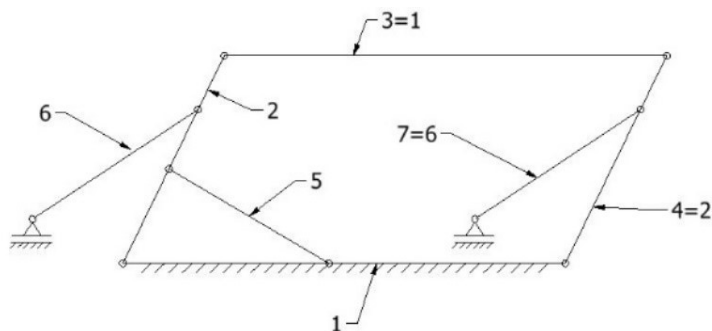
Při analýze původního řešení byl mechanismus v ose Z shledán za jednoho z původců nejvyšších ztrát díky svým pružným deformacím. Cílem bylo najít vhodný mechanismus pro zvedání s co nejvyšší tuhostí v rovině XZ. Po různých úpravách

původního řešení za účelem zvýšení tuhosti se přistoupilo k novému konstrukčnímu provedení. Základ zvedáku tvoří rám navazující na pojezdové vozíky osy Y.



Obr. 29- schéma rovinného mechanismu zvaného paralelogram

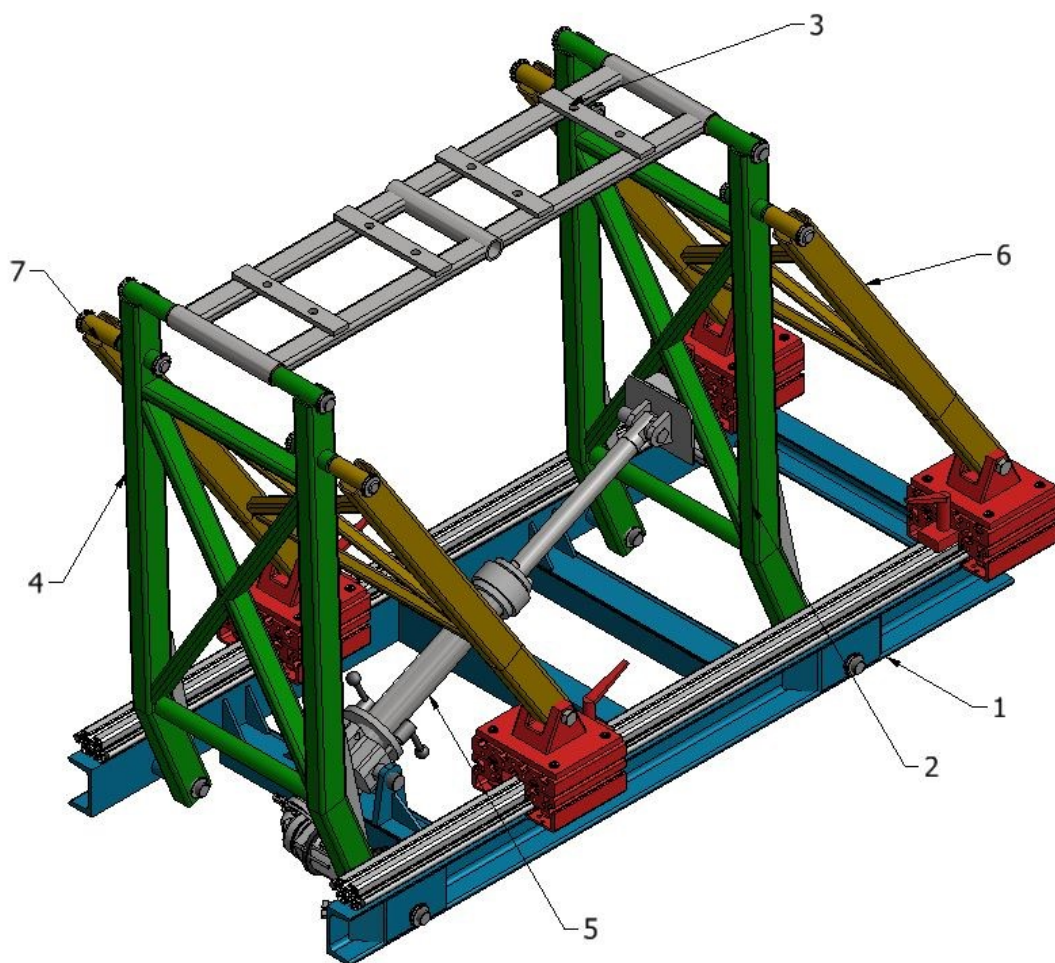
Návrh vychází z paralelogramového (Obr. 29) rovinného mechanismu. Tento čtyřčlen je tvořen rámem, klikou, vahadlem a ojnicí. Vahadlo a kliky jsou vzájemně rovnoběžné a mají stejnou délku, to samé platí i u rámu s ojnicí. Všechny tyto části jsou spojeny pomocí čepů v koncových bodech členů. Trajektorii mechanismu můžeme popsat jako obloukovou se středy otáčení v koncových bodech rámu, trajektorii lze vidět na Obr. 29. Díky vhodně zvolenému uložení členů dokáže vykonat i plnou otáčku, ale pro zvedání odpalovacího mechanismu postačí pouze jedna čtvrtina rozsahu. Mechanismus však při větší délce kliky a vahadla v horní krajní poloze při daném zatížení nebude vynikat tuhostí, a tak do celé soustavy byly přidány vzpěry.



*Obr. 30-vlevo schéma aretovaného mech., vpravo schéma mech. při zdvihu
(1- rám, 2- kliky, 3- ojnice, 4- vahadlo, 5- lineární pohon, 6- podpěra zadní, 7- podpěra přední)*

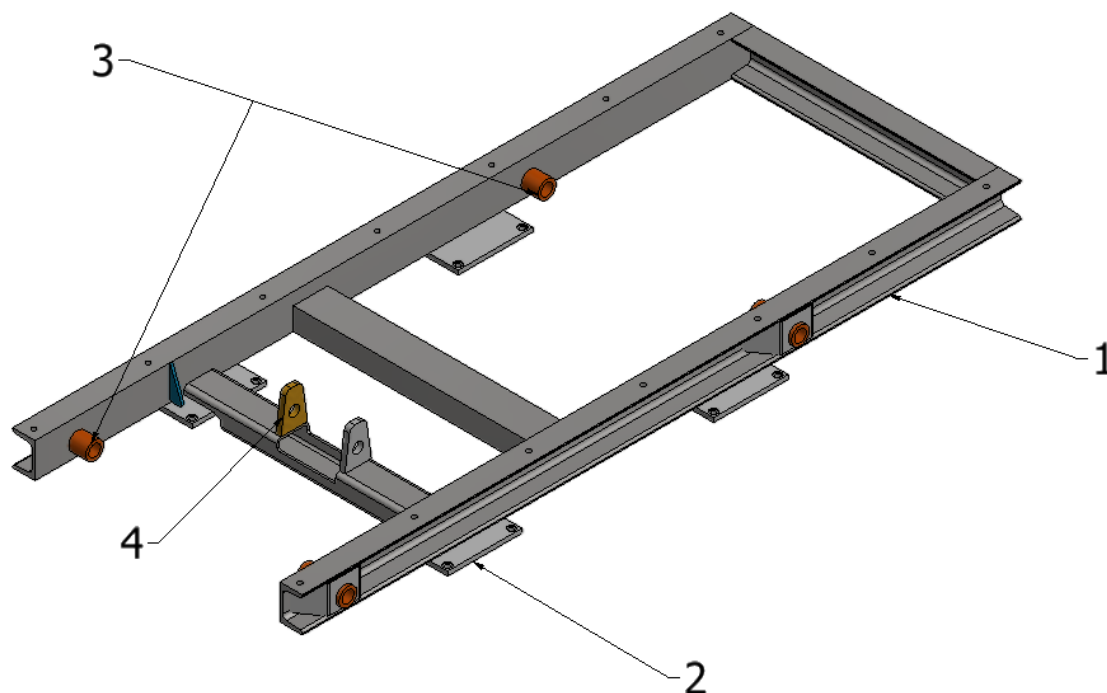
Podpěry (Obr. 31- poz.6) jsou uloženy na čepích, na jedné straně na pojezdových vozících pomocí konzolí a na druhé straně v rámu vahadla nebo kliky. Vozíky jsou zajišťitelné a mění polohu v závislosti na poloze mechanismu, to znamená, že při manipulaci jsou vozíky odjištěny a pohybují se volně po vedení. K zajištění vozíků dochází až po výškovém ustavení odpalovače. Kolejnice vedení je

montována na rám (Obr. 30-poz.1) a tak jsou přenášené reakce rovnoměrněji rozloženy.



Obr. 31- zdvižný mechanismus pro osu Z (pozice odpovídají schémátům na Obr. 30)

Cele zařízení je umístěno na svařovaném rámu, ten je montován na pojezdové vozíky pro posuv v ose Y. Jeho hlavní částí jsou nosné bočnice, které jsou tvořeny profilem U 65 uloženými na výšku a spojeny jsou profily U65 stejně orientovanými. V profilech U 65 jsou vrtány otvory pro navaření trubek pro uložení vahadla a kliky. Trubky budou navařeny jednak v profilu a také v plechovém vyztužení, které bude navařeno v dutině profilu.



Obr. 32- Rám zvedáku
(1- Nosný úm, 2- kotvení k vozíkům, 3- uložení vahadla/kliky, 4- uložení lineárního pohonu)

Rám polohovadla

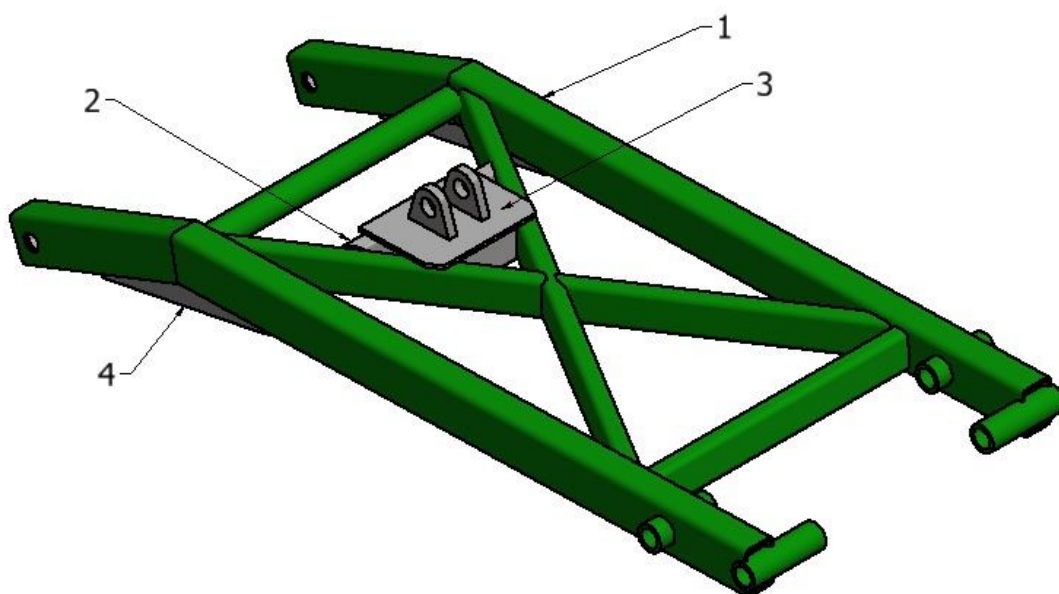
Rám je svařenec z ocelových profilů, uložen na pojezdových vozících osy Y. K ukotvení rámu slouží profil osazený od hrany, je tomu tak z důvodu kinematiky mechanismu, docházelo totiž ke kolizím vahadla s kotvicím profilem, a tak byl tento prvek odsazen a spojen s hlavním rámem pomocí přivařených žeber a tvarového vyfrézování. K vozíkům je ukotven pomocí přivařených ocelových patek.

Na tomto profilu je přivařen také držák lineárního pohonu. Jedná se o plechový výpalek, který je na funkčních plochách obroben pro uložení pouzder. K profilu je taktéž vyztužen pomocí žeber. U rámu by měly být dodrženy souososti děr pro uložení, především vahadla a kliky, a tak budou funkční plochy obrobena až po svaření a vyžihání rámu.

Kyvná ramena zvedacího zařízení

Klika (Obr. 31poz.2) je hlavním poháněným členem zvedáku a zároveň nosným prvkem. Tato konstrukce je tvořena trubkovými profily obdélníkového a kruhového průřezu. Trubkové profily jsou po svaření opracovány pro uložení kluzných pouzder pro čepy. Vahadlo (Obr. 31-poz.4) s klikou je téměř totožná součást. Klika jakožto poháněná část disponuje uchycením pro lineární pohon z opracovaných vypalovaných plechů a výztuhy z profilů. Konstrukce je zalomena z důvodu lepšího

prostorového řešení a kinematiky mechanismu. Zalomení je oslabující částí svařence, a tak je zde přidáno žebro pro vyztužení.



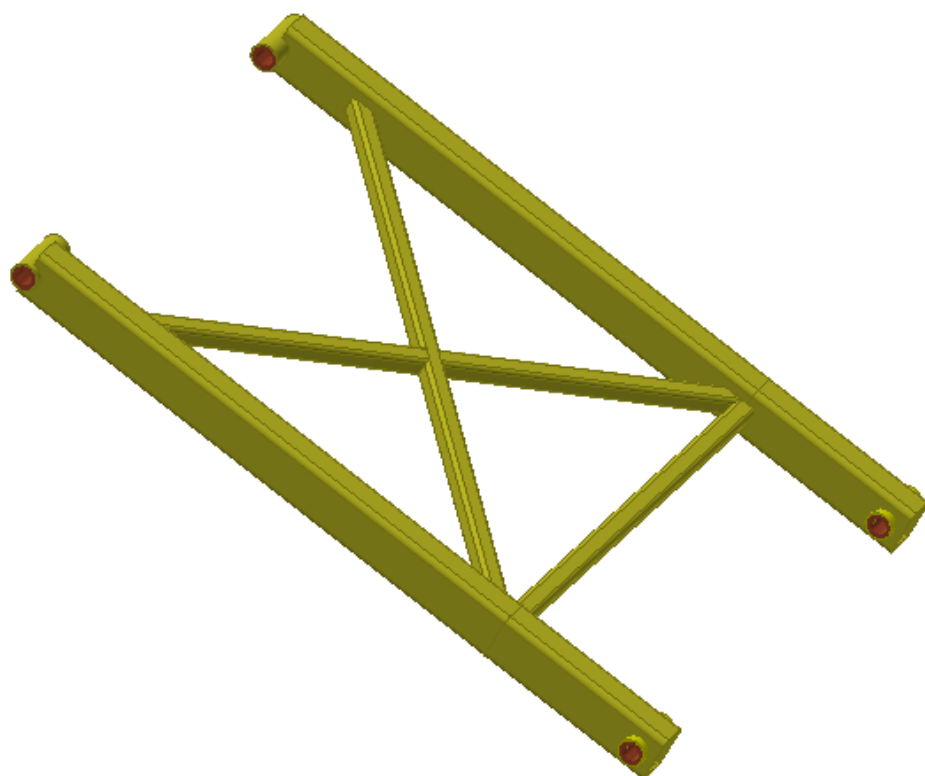
Obr. 33- poháněná klika mechanismu

1-hlavní rám, 2 výztuha konzole; 3 konzole pro usazení pohonu, 4-zpevnňující žebro

Na kliku a vahadlo přímo navazuje podpěra připojená přes čepy a uložená v kluzných pouzdrech

Vyztužovací Podpěra

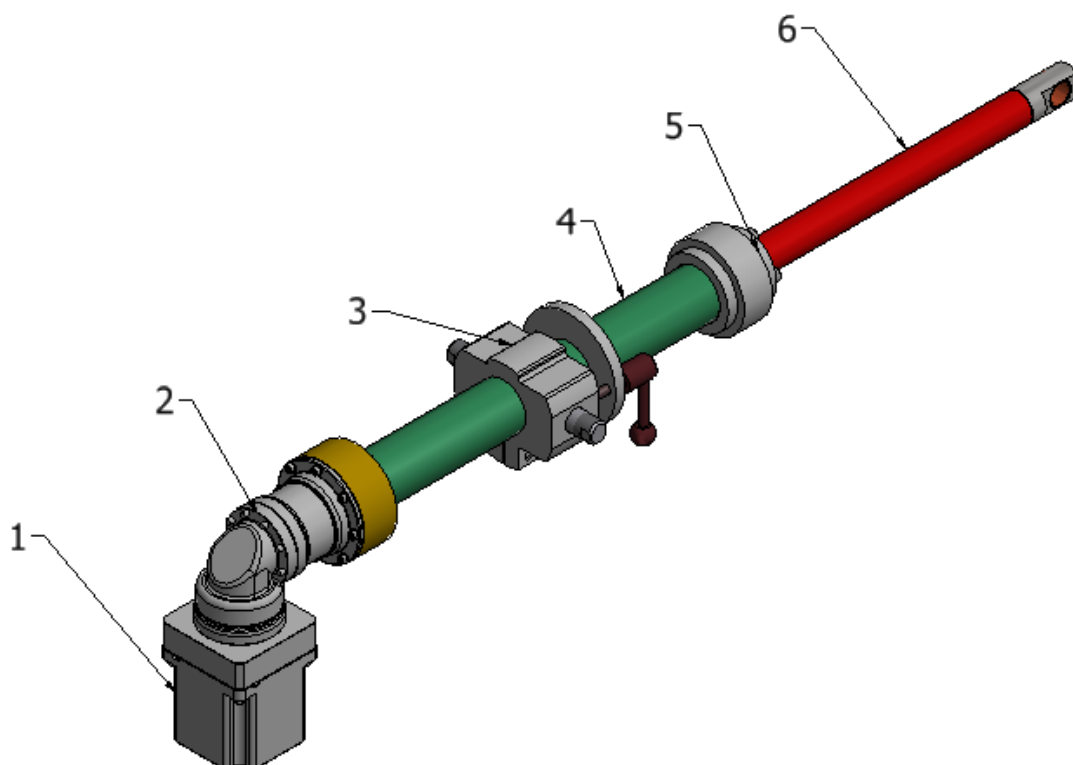
Tato součást nemá z hlediska funkčnosti mechanismu vliv při přestavování. Při změně polohy mechanismu je tato část pouze volně pohyblivá po vedení umístěném na rámu. Tudíž zasahuje do výpočtů jako zatěžující síla do paralelogramového mechanismu. Rám je tvořen taktéž trubkami obdélníkového průřezu, hlavní nosný profil.



Obr. 34-vyztužovací podpěra

Pohon

Velice specifickou částí tohoto zařízení je pohonná jednotka. Tento pohon zabezpečuje změnu polohy kliky mechanismu a zároveň je po ustavení zpevňujícím prvkem. Vzhledem k působícím reakcím během odpalování impaktoru má tedy velké nároky na dynamickou nosnost při namáhání reakcí od střelného zařízení ustavení mechanismu. Tělo zvedáku je otočně uloženo pomocí čepů (Obr. 35-poz.3) v rámu zvedáku a šroub při své rotaci pohání matici umístěnou v pístnici (Obr. 35-poz.6), která je pomocí oka upevněna v rámu kliky taktéž přes čep.



Obr. 35- Lineární elektro mechanický pohon;

1-Krokový motor, 2- úhlová planetová převodovka, 3- čep pro uchycení k rámu, 4-tělo pohonu, 5- Svěrné pouzdro TLK 134, 6- poháněná tyč

Základem tohoto zařízení je pohybový šroub uložený na jednom z konců ve valivém radiálně axiálním ložisku a na druhém je kluzné pouzdro, aby byl umožněn pohyb pístnice. Šroub koná pouze rotační pohyb a hlavní posuvný pohyb vykonává matice. Trapézový šroub je z oceli ČSN 11 700 a jeho rozměry jsou TR14x4. Celý pohon je umístěn v opracované silnostěnné trubce kruhového průřezu (Obr. 36-poz.4). Z jedné strany je umístěn ložiskový domek, který je spojen s převodovkou pomocí šroubových spojů. Dále je na nosném těle umístěno čepové uchycení, které spojuje spodní rám zvedáku a pohon.

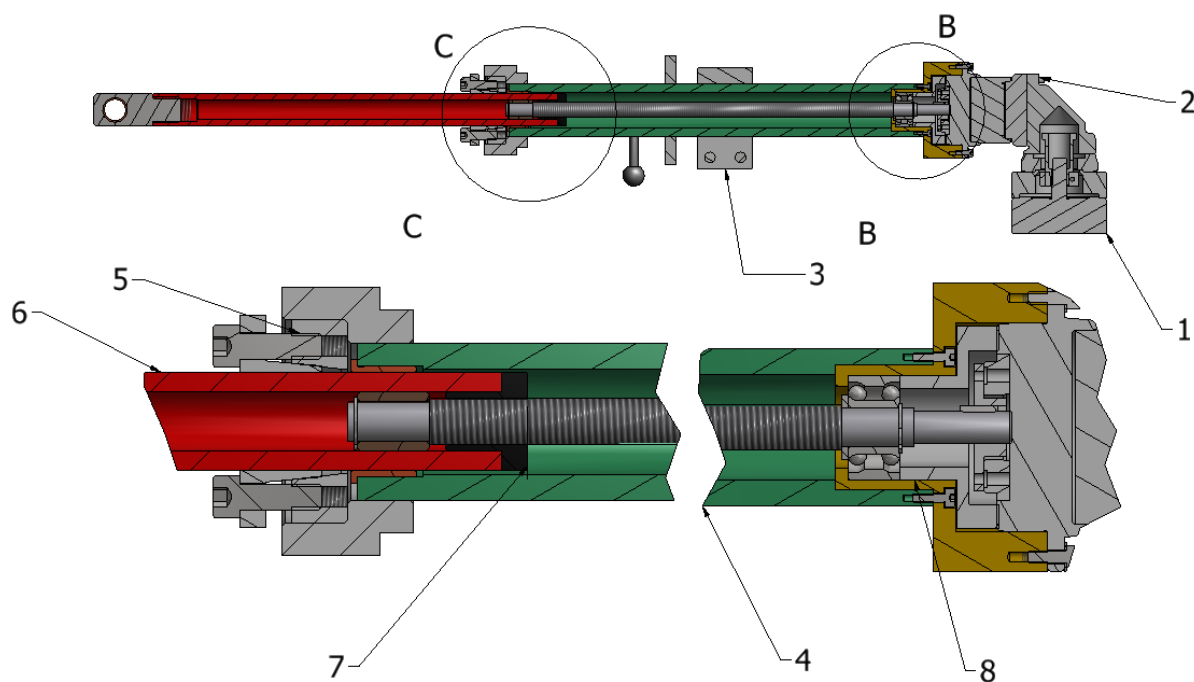
Pístnice je takéž opracovaná bezešvá trubka povrchově kalena. Je zde pomocí šroubových spojů upevněna bronzová matice pro pohybový šroub, na druhé straně je závitová díra a v ní zašroubováno oko pro přenos síly do kliky paralelogramového mechanismu.

Spojení pístnice a těla zvedáku zabezpečuje svěrné pouzdro TLK 134, které po dotažení tří šroubů pomocí třetího spojení uzamkne tyto dvě části. Vnitřní část pouzdra má při pohybu pístu dostatečnou vůli pro volný chod a vnější kroužek je

spojen s přírubou navařenou na trubkovém těle pohonu. Spojení s přírubou je zabezpečeno nalisováním. Axiální únosnost tohoto svěrného pouzdra je až 44 kN.

Pro spojení s rámem slouží těleso s čepy (Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.-poz.3), tato část je určena k vyvození předpětí v mechanismu zvedáku pro vymezení vůlí v čepích. Skládá se z děleného náboje s čepem, které se ve volné poloze pohybuje po těle pohonu. K jeho ovládání slouží páky se závitovým čepem. Po ustavení zvedáku a dotažení svěrného pouzdra se pomocí dotažení nebo povolením pák vyvine předpětí v potřebném směru. Páky jsou uloženy v pevné přírubě přivařené na těle pohonu. Po vyvinutí předpětí je nutné dotáhnout dělený náboj s čepem, aby veškerá namáhání nepřenášeli závitové čepy páky a příruba na tělo zvedáku.

Z pohledu namáhání je šroub zatížen pouze při práci pohonu. Po ustavení dojde k utažení svěrného pouzdra a veškerá namáhání potom přenáší pouze masivnější tělo zařízení.



Obr. 36-Řez pohonem

1- krokový motor, 2- převodovka, 3- čepové uchycení, 4 -tělo zvedáku, 5- svěrné pouzdro TLK, 6- hnaná tyč, 7 matice TR14x4, 8- uložení ložiska

Celý pohon je dimenzován na zdvižnou sílu 3500 N a zdvih 290 mm. Zda tyto parametry vyhovují z hlediska pevnosti, bude potvrzeno ve výpočtové části práce.

Celé zařízení je poháněno krokovým motorem, jehož otáčky jsou redukovány pomocí úhlové planetové převodovky s převodovým poměrem 15.

Zvedák je nastavován ve výškovém rozsahu vizuálně, tudíž není nutné u motoru sledovat krok. Byl však použit kvůli kompaktnosti se zvolenou planetovou převodovkou a také pro případné elektronické ovládání. Lze díky sledování kroku dopočítávat polohu zvedáku, nastavovat výšku přesně dle požadavků a také dosáhnout vyšší přesnosti při snaze o opakování stejných podmínek crashtestů.

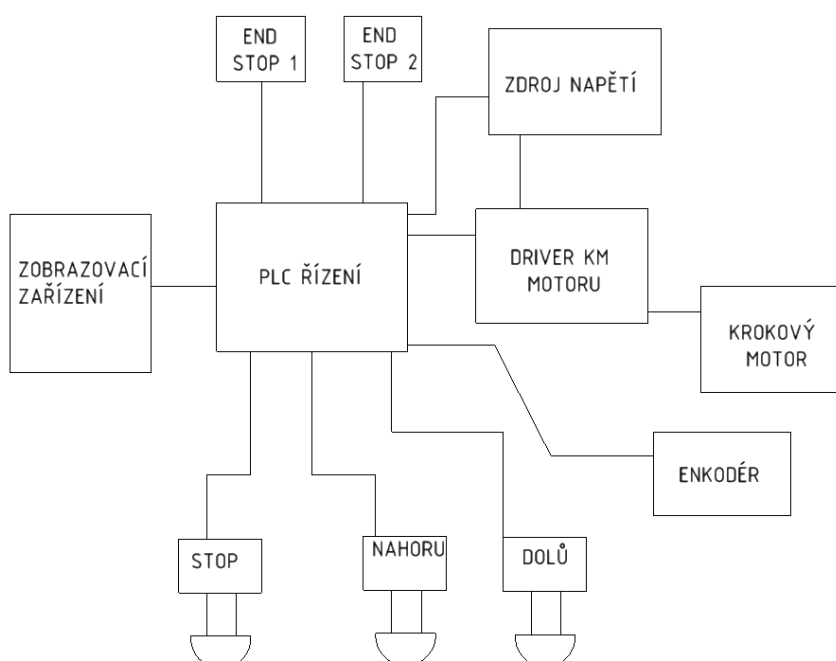
Řízení a ovládání pohonu

Řízení je realizováno pomocí PLC programovatelného zařízení. Jeho hlavními vstupy jsou kromě ovládacích prvků a napájení také lankový enkodér pro odečet polohy.

Pomocí dat z PLC procesoru je přes driver ovládán krokový motor pohánějící lineární šroubovou jednotku. Na základě polohových dat z lankového enkodéru pak dochází ke kontrole polohy a zpětné vazbě.

Ovládacími prvky jsou jednoduchá tlačítka napojená PLC zařízení. Pro kontrolu koncových poloh slouží koncové spínače taktéž napojené na PLC zařízení. Celek je napájený spínaným zdrojem o výkonu 500 W a výstupním napětí 24V.

Jako kontrolní výstup slouží digitální programovatelný panel se zobrazovacím číslicovým displejem.



Obr. 37-základní schéma zapojení

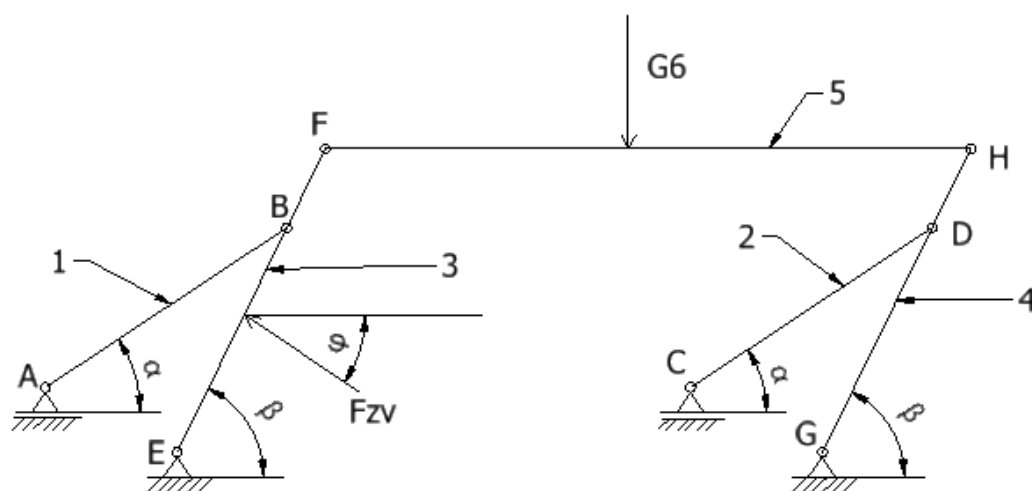
4 Návrhové a kontrolní výpočty

Ve výpočtové zprávě jsou obsaženy návrhové a kontrolní výpočty pro pohonné zařízení. Kontrolní výpočty vychází z namáhání při střelbě impaktoru a ostatních namáhání vstupující do příslušných výpočtů.

4.1 Výpočet pohonu

Tento výpočet se zabývá výpočtem silových poměrů v mechanismu pro zjištění maximální pracovní síly pohonu. Pohon je zatížen hmotností samotných profilů mechanismu a také hmotností odpalovacího mechanismu, ten má dle dostupných modelů 94 Kg. Hmotnosti jednotlivých částí a vzdálenosti těžiště od počátku profilu jsou uvedeny v

Tab. 6. Tyto veličiny vstupují do výpočtu jako známé. Neznámé jsou reakce ve vazbách a síla pohonu.



Obr. 38- výpočtové schéma zvedáku, kdy číslice označují jednotlivé členy mechanismu a písmena vazby

Všechny síly a reakce jsou nejdříve vyjádřeny obecně a posléze dopočteny. V závěru výpočtu je zobrazena tabulka hodnot pro celý pracovní rozsah zvedáku.

Uvolňování členů je řazeno dle logiky výpočtu a dosazování hodnot do výpočtu nadřazeného.

Tab. 5- Neznámá síla, která je předmětem výpočtu a vzdálenost jejího působení na členu 3

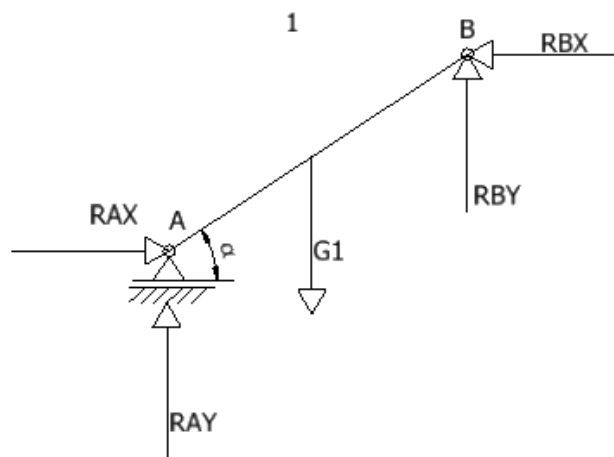
Vstupující síla	[N]	Působíště síly od počátku nosníku [mm]
Fzv	neznámá	331,3

Tab. 6- Zatěžující síly pohonu a jejich působíště

Číslo členu	Hmotnost m_i [kg]	Tíhová síla G_i [N]	Vzdálenost těžiště od počátku nosníku LG_i [mm]
1	6,412	62,902	251
2	6,412	62,902	251
3	10,7	104,97	380
4	9,54	93,587	385
5	7,81	76,616	425
6	94	922,14	447

Uvolnění prvního členu

Reakce jsou vypočteny pomocí součtů



Obr. 39- schéma uvolnění prvního členu

$$\sum F_x = 0 : RAX - RBX = 0$$

$$RAX = 0 = RBX$$

$$\sum F_y = 0 : RAY - G1 + RBY = 0$$

$$RAY = G1 - RBY$$

$$RAY = 62,902 - 25,056$$

$$RAY = 37,8 \text{ [N]}$$

$$\sum MoA = 0 : G1 * LG1 * \cos \alpha - L1 * \cos \alpha * RBY = 0$$

$$RBY = \frac{G1 * LG1 * \cos \alpha}{L1 * \cos \alpha}$$

$$RBY = \frac{62,902 * 251 * \cos(0,8^\circ)}{630 * \cos(0,8^\circ)}$$

$$RBY = 25,056 \text{ [N]}$$

Uvolnění druhého členu

Schéma totožné s předchozím výpočtem viz. Obr. 39.

$$\sum Fx = 0 : RCX - RDX = 0$$

$$RCX = 0 = RDX$$

$$\sum Fy = 0 : RCY - G2 + RDY = 0$$

$$RCY = G2 - RDY$$

$$RCY = 62,902 - 25,056$$

$$RCY = 37,8 \text{ [N]}$$

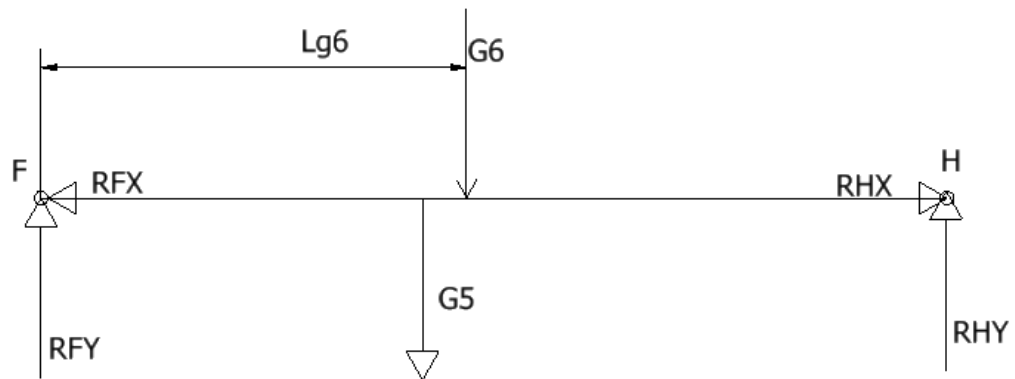
$$\sum MoC = 0 : G2 * LG2 * \cos \alpha - L2 * \cos \alpha * RDY = 0$$

$$RDY = \frac{G2 * LG2 * \cos \alpha}{L2 * \cos \alpha}$$

$$RDY = \frac{62,902 * 251 * \cos(0,8^\circ)}{630 * \cos(0,8^\circ)}$$

$$RDY = 25,056 \text{ [N]}$$

Uvolnění pátého členu



Obr. 40- Schéma uvolnění pátého členu

$$\sum F_x = 0 : RHX - RFX = 0$$

$$RHX = RFX$$

$$\sum F_y = 0 : RFY - G5 - G6 + RHY = 0$$

$$RFY = G5 + G6 - RHY$$

$$RFY = 76,616 + 922,14 - 523$$

$$RFY = 476 \text{ [N]}$$

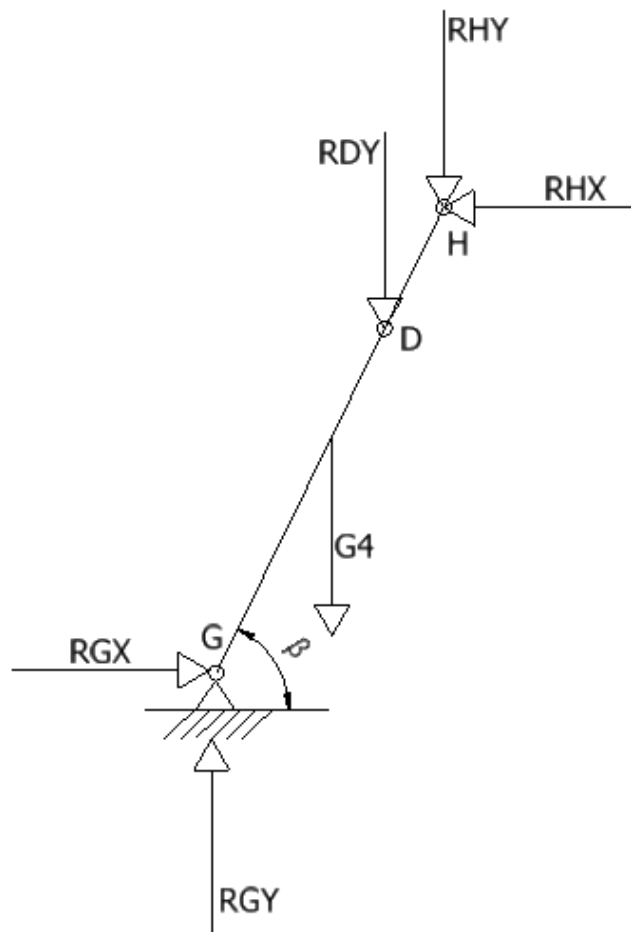
$$\sum M_oF = 0 : G5 * LG5 + G6 * LG6 - L5 * RHY = 0$$

$$RHY = \frac{G5 * LG5 + G6 * LG6}{L5}$$

$$RHY = \frac{76,616 * 425 + 922,14 * 447}{850}$$

$$RHY = 523 \text{ [N]}$$

Uvolnění čtvrtého členu



Obr. 41-Schéma uvolnění čtvrtého členu

$$\sum F_x = 0 : RGX - RHX = 0$$

$$RGX = RHX$$

$$RGX = 1418[\text{N}]$$

$$\sum F_y = 0 : RGY - G4 - RDY - RHY = 0$$

$$RGY = G4 + RDY + RHY$$

$$RGY = 93,6 + 25,1 + 523$$

$$RGY = 642[\text{N}]$$

$$\sum M_{oH} = 0 :$$

$$G4 * LG4 * \cos \beta + RDY * \cos \alpha * LD + RHY * \cos \beta * L4 - RHX * L4 * \sin \beta = 0$$

$$RHX = \frac{G4 * LG4 * \cos \beta + RDY * \cos \alpha * LD + RHY * \cos \beta * L4}{L4 * \sin \beta}$$

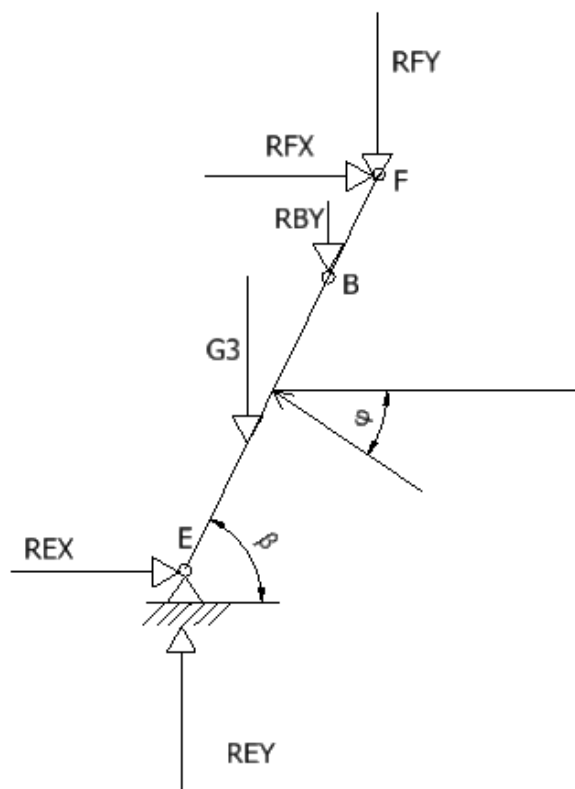
$$= \frac{93,6 * 385 * \cos(22,7) + 25,1 * \cos(0,8) * 650 + 523 * \cos(22,7) * 750}{750 * \sin(22,7)}$$

$$RHX=1418[N]$$

Uvolnění třetího členu

Tab. 7- Vypočtené a vstupující hodnoty pro výpočet zvedací síly Fzv

Síla	Velikost [N]	Vzdálenost působišť od bodu E [mm]	Název rozměru popisující vzdálenost
G3	104,97	350	LG3
RFY	476	750	L3
RBY	25,056	650	LB
RFX	1418	750	L3



Obr. 42- Schéma uvolnění třetího členu

$$\sum F_x = 0 : REX + RFX - F_{zvX} = 0$$

$$REX + RFX - F_{zv} * \sin \varphi = 0$$

$$\sum F_y = 0 : REY - G3 - RBY - RFY + F_{zvY} = 0$$

$$REY = G3 + RBY + RFY - F_{zvY}$$

$$\sum M_{oE} = 0 :$$

$$G3 * LG3 * \cos \beta + RBY * \cos \beta * LB + RFY * \cos \beta * L3 + RFX * L3 * \sin \beta - F_{zvY} * LF_{zv} * \cos \beta - F_{zvX} * LF_{zv} * \sin \beta = 0$$

$$F_{zv}$$

$$= \frac{G3 * LG3 * \cos \beta + RBY * \cos \beta * LB + RFY * \cos \beta * L3 + RFX * L3 * \sin \beta}{\sin \varphi * \sin \beta * LF_{zv} + LF_{zv} * \cos \varphi * \cos \beta}$$

$$= \frac{104,97 \cdot 380 \cdot \cos(22,7) + 25,1 \cdot \cos(22,7) \cdot 650 + 476 \cdot \cos(22,7) \cdot 750 + 1418 \cdot 750 \cdot \sin(22,7)}{\sin(1,26) \cdot \sin(22,7) \cdot 350 + 350 \cdot \cos(1,26) \cdot \cos(22,7)}$$

$$F_{zv} = 2428,416 \text{ [N]}$$

Návrh a kontrolní výpočet rozměrů pohybového šroubu (Kaláb, 2007)

Osovou sílu pohonu jsem navýšil součinitelem zatížení 1,44, který pokrývá odpory způsobené čepovým třením a také možné přídavné zatížení.

Materiál: **11 700 – Re = 350 MPa**

Součinitel statické bezpečnosti **ks = 3**

$$F_o = F_{zv} \cdot 1,44$$

$F_o = 3496 \text{ [N]}$ jako výpočtovou sílu volím:

$$F_o = 3500 \text{ [N]}$$

Předběžný návrh velikosti závitu šroubu:

$$d'_3 \geq 2 \sqrt{\frac{\beta \times k_s \times F_o}{\pi \times Re}} = 2 \sqrt{\frac{1,3 \times 3 \times 3500}{\pi \times 350}} = 7,046 \text{ mm}$$

Dle nabídky firmy Matis volím lichoběžníkový závit rovnoramenný Tr 14x 4

Parametry závitu:

$$\mathbf{Ph = 4 \text{ mm}, d_3 = 8,8 \text{ mm}, d_2 = 11,8 \text{ mm}, d_1 = 14 \text{ mm}} \quad (\text{Matis}, 2017)$$

Výchozím, základním rozměrem šroubu je velikost závitu. Volím lichoběžníkový rovnoramenný jednoduchý závit podle ČSN 01 4050 a jeho velikost určím z pevnostní kontroly jádra o malém průměru d_3 . Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_d^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_D = \frac{Re}{k_s} = \frac{350}{3} = 116,67 \text{ MPa}$$

Napětí z namáhání v tlaku a krutu určíme pomocí vztahů:

$$\sigma_d = \frac{4F_o}{\pi \times d_3^2} = \frac{4 \times 3500}{\pi \times 8,8^2} = 57,54 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{6200,97}{133,807} = 46,34 \text{ MPa}$$

Příčemž:

$$W_K = \frac{\pi \times d_3^3}{16} = \frac{\pi \times 8,8^3}{16} = 133,807 \text{ mm}^3$$

$$M_{TZ} = F_O \times \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2} = 3500 \times \operatorname{tg}(6,16 + 10,802) \times \frac{11,8}{2} = 6297,79 \text{ Nmm}$$

Výpočet úhlu stoupání a třecího úhlu, který vychází ze základního součinitele smykového tření v závitech zvětšeného účinkem sklonu boků lichoběžníkového závitu daným úhlem profilu $\alpha=30^\circ$:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{Ph}{\pi \times d_2} = \operatorname{arctg} \frac{4}{\pi \times 11,8} = 6,1585^\circ$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} = \operatorname{arctg} \frac{0,18}{\cos 15} = 10,802^\circ$$

Ověření samosvornosti: $\gamma \leq \varphi'$ - šroub je samosvorný

Účinnost šroubu

$$\mu_s = \frac{\tan(\varphi)}{\tan(\varphi + \psi')} = \frac{\tan(6,16)}{\tan(6,16 + 10,802)} = 0,3538$$

$\sigma_{RED} = \sqrt{57,45^2 + 3 \times 46,34^2} = 98,76 \text{ MPa} \leq \sigma_D \Rightarrow$ Podmínka splněna, navržený šroub vyhovuje.

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{350}{98,76} = 3,543$$

Výpočet výšky matice

Dovolená hodnota měrného tlaku P_D pro bronzovou matici je 5-15 Mpa, volím tedy $P_D=10 \text{ Mpa}$

Potřebný počet závitů z :

$$z \geq \frac{F_O}{\pi \times d_2 \times H_1 \times p_D} = \frac{3500}{\pi \times 11,8 \times 2,35 \times 10} = 4,017$$

Nosná hloubka závitu:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{14 - 9,3}{2} = 2,35 \text{ mm}$$

Výpočet výšky matice:

$$h_m = z \times p = 4,017 \times 4 = 16,07 \text{ mm}$$

Volím výšku matice 20 mm

Kontrola šroubu na vzpěr

Dle Obr. 36 je šroub na jednom konci vetknutý a na druhém vedený v ose tyče, tudíž redukovaná délka prutu se rovná:

$$l_0 = \frac{l}{\sqrt{2}}$$

Kritická síla potom odpovídá vzorci:

$$F_{kr} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 210 \cdot 10^9 \cdot 294,37 \cdot 10^{-16}}{0,33^2} = 11,419 \text{ [kN]}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 8,8^4}{64} = 294,374 \text{ [mm}^4\text{]} = 2,9473 \cdot 10^{-14} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$k_s = \frac{F_{kr}}{F_o} = \frac{11,419}{3,5} = 3,26$$

Návrh motoru/ převodovky

Motor pohonu je typově volen jako krokový, jednak z důvodu kompatibility se zvolenou převodovkou a jeho kompaktních rozměrů.

Volím převodovku úhlovou Apex **PDR064 – 015**

Tab. 8 Hodnoty vybrané převodovky (Raveo, 2017)

Hmotnost [Kg]	2,2
Převodové číslo [-]	15
Maximální otáčky [min ⁻¹]	6000
Účinnost [-]	0,95

Návrh motoru vychází z kroutícího momentu na pohybovém šroubu, pracovní rychlosti účinnosti převodovky a šroubu

Zatěžující moment:

$$M_{tz} = 6200 \text{ Nmm} = 6,2 \text{ Nm}$$

$$n_s = \frac{v_p}{Ph} = \frac{13,3}{4} = 3,325 \text{ s}^{-1}$$

$$\mu_c = \mu_s * \mu_p = 0,3538 * 0,95 = 0,3361$$

$$P = \frac{2\pi * M_{tz} * n_s}{\mu_c} = \frac{2\pi * 6,297 * 3,325}{0,3361} = 391,46 \text{ W}$$

Volím tedy krokový motor EZI STEP-MPB-86M od firmy Fastech

Tab. 9- Základní parametry zvoleného motoru (Raveo, 2017)

Průměr hřídele [mm]	14
Výstupní výkon [kW]	0,42
Jmenovitý moment [Nm]	1,33
Špičkový moment [Nm]	4
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	3000

)

4.2 Výpočet maximální osově síly předpětí (Němček, 2008)

Pohon jako takový slouží k manipulaci se zvedákem, ale je zde jedna konstrukční část, která vyvozuje předpětí v rámu, a to v obou směrech, záleží pouze na orientaci otáčení utahovacích pák. Předmětem tohoto předpětí je vymezit vůle v mechanismu a případně zvýšit vyvolaným předpětím lepší tuhost pro dané namáhání.

Tento výpočet se zabývá zjištěním maximální osově síly, jenž je tento systém schopen vyvodit.

Do výpočtu vstupují rozměrové hodnoty zvolené utahovací páky, a to především délka ramene, rozměr závitu. V neposlední řadě zde vstupuje velikost utahovací síly, jenž je člověk schopný vyvodit.

Pro pohodlné utahování byla zvolena síla:

$$F_u = 200 \text{ [N]}$$

Rameno páky a rozměry závitu potom jsou dle zvoleného konstrukčního prvku

- Rp=60mm
- M8x1,25
- d=8mm
- d₂=7,188mm

- $d_3=5,773\text{mm}$
- $f_z=f_m=0,45$ (ocel/ocel nemazaná)
- $S=13,5\text{mm}$ (dosedací plocha páky)
- $d_d=9\text{ mm}$

$$\gamma = \arctg \frac{Ph}{\pi \times d_2} = \arctg \frac{1,25}{\pi \times 7,188} = 3,168^\circ$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \alpha / 2} = \arctg \frac{0,45}{\cos 30} = 27,45^\circ$$

Maximální osová síla se pak vypočte pomocí maximálního utahovacího momentu.

$$Mu = Fu * Rp$$

$$Mu = 200 * 0,06$$

$$Mu = 12Nm$$

Pro předpětí vyvozené utahováním páky:

$$Mu = Mtz + Mtm$$

$$Mu = Fo * (\tan(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2} + fm * \frac{S + d_d}{4})$$

$$Fo = \frac{Mu}{\tan(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2} + fm * \frac{s + d_d}{4}}$$

$$Fo = \frac{12000}{\tan(3,168 + 27,45) \frac{7,188}{2} + 0,45 * \frac{13,5 + 9}{4}}$$

$$Fo = 2575,7 \text{ [N]}$$

Pro přepětí vyvozené povolováním páky

$$Mu = Mtz$$

$$Mu = Fo' * (\tan(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2})$$

$$Fo' = \frac{Mu}{\tan(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2}}$$

$$Fo' = \frac{12000}{\tan(3,168 + 27,45) \frac{7,188}{2}}$$

$$Fo' = 5640,05[\text{N}]$$

Z výpočtu vyplívá, že ve směru zdvihu lze vyvodit dvěma pákami sílu až 5151,4 N v opačném směru, kde nepůsobí tření na styčné ploše lze vyvodit sílu až 11280,1N.

Tyto síly jsou výčtem maximálně možných vyvinutých sil, pro praktické využití tak vysoké předpětí není nutné.

4.3 Kontrolní výpočet konstrukce polohovadla osy Z

Pro kontrolní výpočet tuhosti mechanismu v zajištěné poloze byla zvolena nejkritičtější poloha. Nejhorším stavem namáhání je v maximální výškové poloze, kdy vahadlo a ojnice uzavírají pravý úhel a složka namáhající síly ve směru X působí na největším rameni.

Tento výpočet byl proveden pomocí analýzy rámových konstrukcí v programu Autodesk Inventor. Ve výpočtu jsou uvedeny okrajové podmínky výpočtu, zatěžující síly, vazby. Výsledkem jsou průběhy ohybových momentů v každém z prutů, vnitřní síly působící v prutech a také deformace. Výstupní hodnoty jsou dále použity pro kontrolu jednotlivých členů pomocí MKP analýz.

V závěru tohoto oddílu je provedeno srovnání deformací původního řešení a nově navržené konstrukce. Na těchto výsledcích lze srovnat výrazné vylepšení tuhosti celku. Obě srovnávané geometrie odpovídají zjednodušené prutové soustavě v hlavní rovině namáhání.

Zatěžující síla je vypočtena z maximálního natažení pružin starého odpalovacího systému, jelikož zde vznikají vyšší síly zatěžující rám. To je pro impaktor o váze 25 kg při rychlosti 15 [km/h] 61,5[mm]. Tuhost jedné pružiny $k=110,025 \text{ N/mm}$.

V odpalovacím mechanismu jsou pružiny dvě, tudíž do výpočtu je zanesena veličina „n“, která označuje počet pružin

$$F_{stř} = k * s * n = 110,025 * 61,25 * 2 = 13\,554 \text{ [N]}$$

Reakční síla působí od horní části rámu v určité vzdálenosti, aby bylo možné přenést sílu do osy prutu bylo nutné nahradit zatížení kombinací momentu a síly.

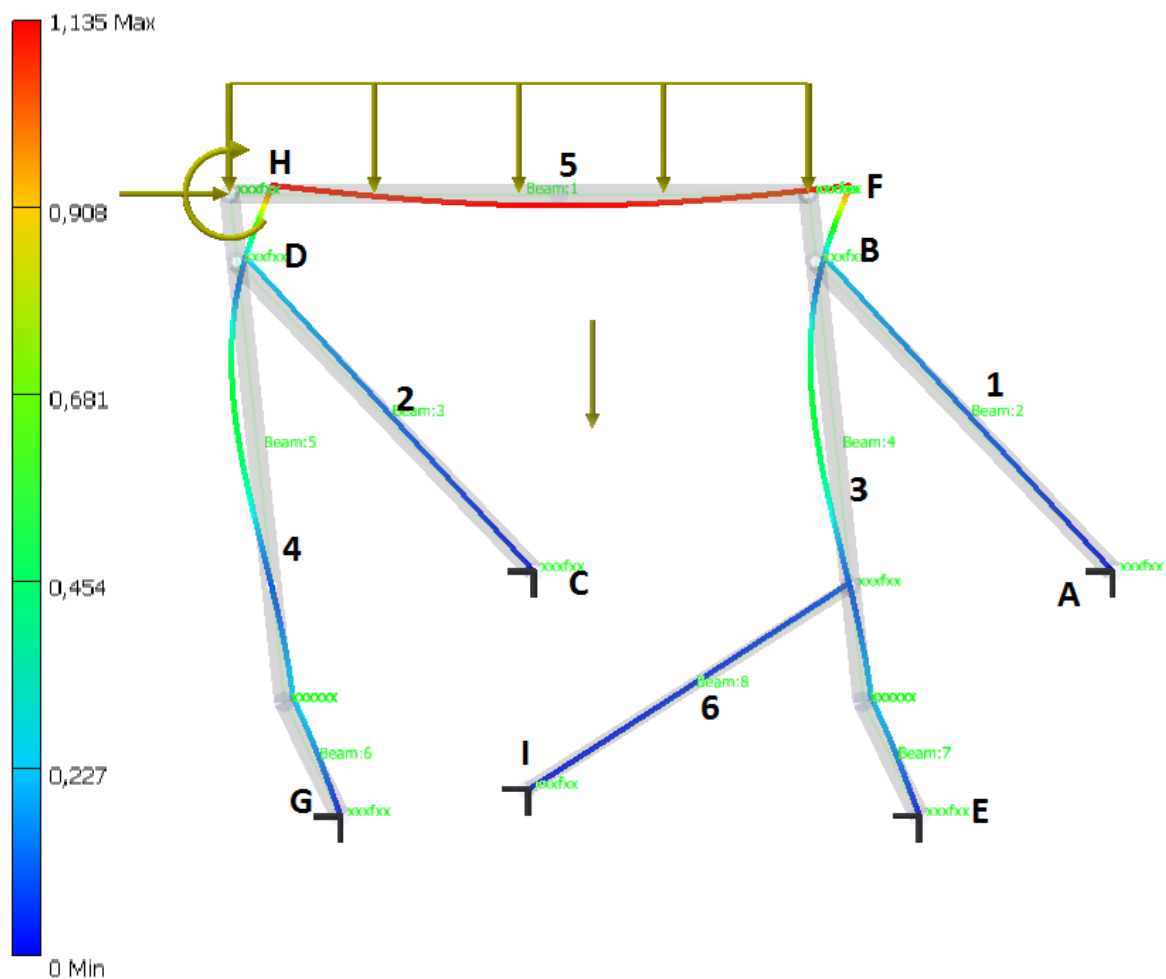
$$M_{stř} = r_{stř} * F_{stř} = 13554 * 0,163 = 2209,3 \text{ [Nm]}$$

Konečným zatěžující silou bude tíha střelného mechanismu, ta byla použita již dříve při návrhu pohonu mechanismu. Sílu G_6 rozdělíme do spojitého zatížení, jelikož mechanismus zatěžuje po celé horní ploše.

$$G_6 = 922N$$

Díky těmto výsledkům získáme hlavní reakce a lze odečíst silové účinky i v ostatních prutech, a tudíž zjistit zatížení ostatních čepů než jen kotvících

Vazby v podporách jsou nastaveny dle stupňů volnosti, a to tak, že v místech čepů je uvolněna rotační vazba v dané ose. Ostatní vazby jsou pevné, a tak jsou zde vypočítány reakce, ze kterých jsem následně dle výše vyjádřených momentových rovnic dopočetl reakce v ostatních čepových spojeních. Reakce jsou dále použity pro kontrolu čepů v konstrukci.

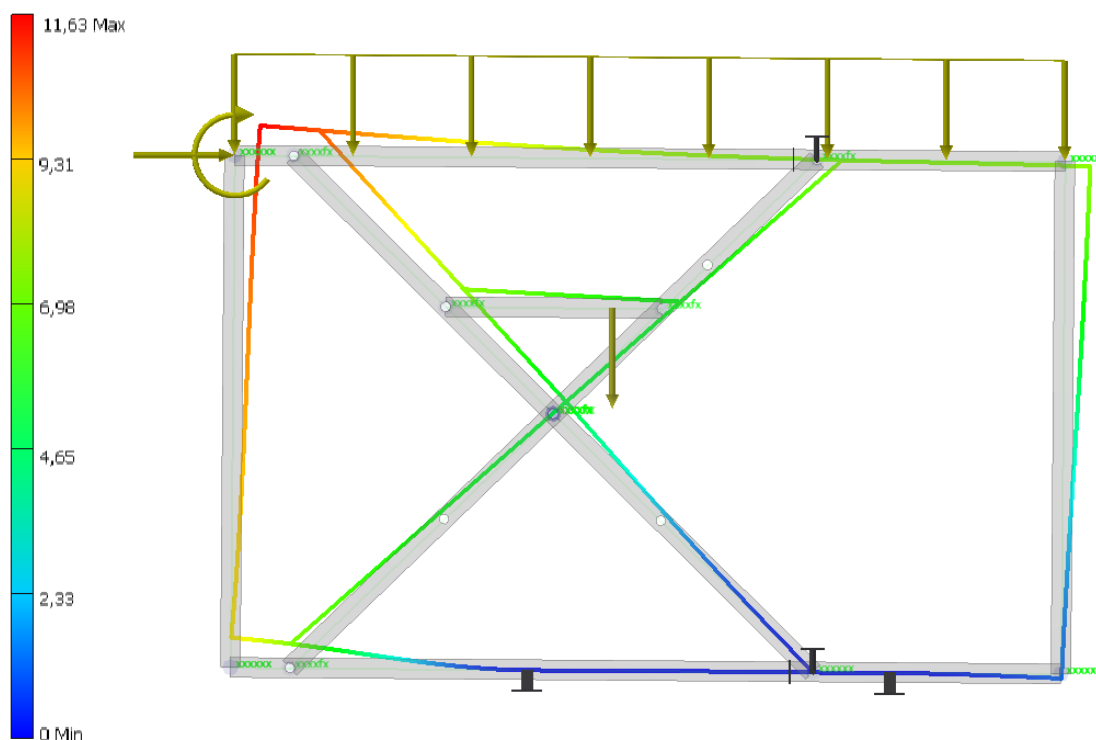


Obr. 43-Prutový model nového řešení zvedáku

Tab. 10- Reakce v uloženíh členů mechanismu

podpora	RX [N]	RY [N]	RZ [N]	R celková
A	-9174,02	-0,048	9588,42	13270
B	9174,02	-0,048	-9588,42	13270
C	-9419	-0,93	9844	13625
D	9419	0,93	-9844	13625
E	2492	0,114	-8975	9314
F	6691	-0,042	-490	6889,44
G	2557	0,051	9246	9593
H	-6691	-0,042	490	6889,44
I	9,28	0,041	-2,78	557,87

Pro srovnání s druhým rámem byl vytvořen prutový model založený na geometrii původního zvedacího zařízení. Na těchto dvou simulacích můžeme rámcově srovnat tuhost obou rámců. Pro simulaci byly použity profily stejného průřezu se stejnými vlastnostmi. Zkoumanou veličinou je především posunutí, které demonstruje tuhost srovnávaných rámců.



Obr. 44- Srovnávací prutový model původního řešení

4.4 Kontrola čepů (Moravec, 2005)

Čepy jsou kontrolovány na ohyb od zatěžujících sil, jejich materiál je použit konstrukční ocel 11600 s pevností až $R_m = 835 \text{ Mpa}$ a mezí kluzu $R_{e_{\min}} = 295 \text{ Mpa}$.

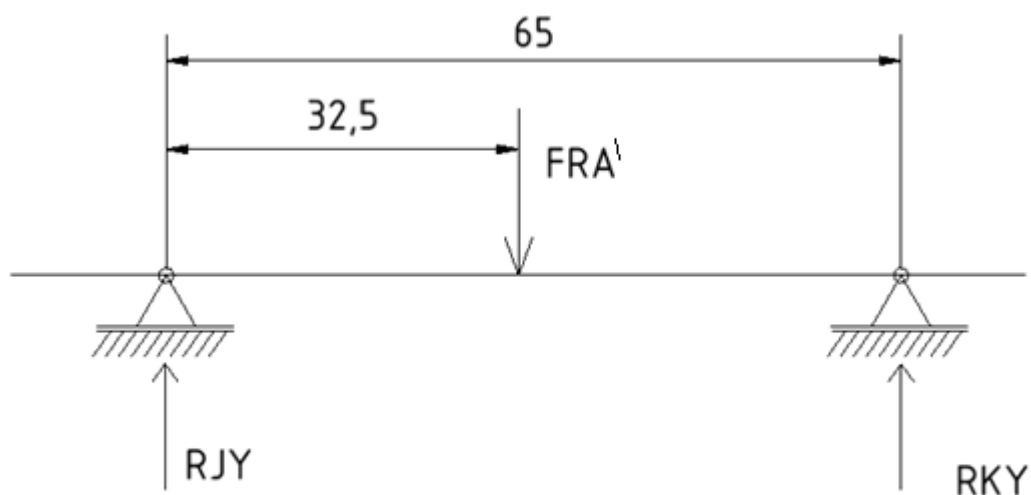
Čep v podpoře A

V této tomto uzlu je podpěra spojena nosným čepem s konzolí na pojezdovém vozíku. Čep je uložen na kluzných ložiscích.

$$FRC' = FRC/2$$

$$FRC' = 13625/2$$

$$FRC' = 6812 \text{ [N]}$$



Obr. 45—schéma zatížení čepu v podpoře A

$$\sum F_x = 0 = R_{JX} + R_{KX}$$

$$R_{JX} = 0 = R_{KX}$$

$$\sum F_y = 0 = R_{JY} + R_{KY} - F_{RC'}$$

$$R_{JY} = F_{RC'} - R_{KY}$$

$$R_{JY} = 6812,5 - 3406,25$$

$$R_{JY} = 3406,25 \text{ [N]}$$

$$\sum M_o J = 0 = R_{KY} * L - F_{RC'} * L/2$$

$$R_{KY} = \frac{F_{RC'} * L/2}{L}$$

$$R_{KY} = \frac{6812,5 * 32,5}{65}$$

$$R_{KY} = 3406,25 \text{ [N]}$$

Maximální ohyb pak vyjádříme jako:

$$M_{o_{max}} = R_{KY} * L/2$$

$$M_{o_{max}} = 3406,25 * 32,5$$

$$M_{o_{max}} = 110703,25 \text{ Nmm} = 110,7[\text{Nm}]$$

Do výpočtu v ohybovém momentu vstupuje hodnota kvadratického momentu průřez, ten se vypočte dle vzorce:

$$W_o = \frac{\pi * d\check{c}^4}{64}$$

$$W_o = \frac{\pi * 20^4}{64}$$

$$W_o = 7853,98 [\text{mm}^4]$$

Namáhání v ohybu se pak vypočte:

$$\sigma_o = \frac{M_{o_{max}}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{110703,1}{7853,98}$$

$$\sigma_o = 14,09 [\text{MPa}]$$

Namáhání čepu na smyk:

$$\tau_s = \frac{FRA'}{S_{\check{c}}}$$

$$S_{\check{c}} = \frac{\pi * d\check{c}^2}{4}$$

$$S_{\check{c}} = \frac{\pi * 20^2}{4}$$

$$S_{\check{c}} = 314,15 [\text{mm}^2]$$

$$\tau_s = \frac{6812}{314,15} = 21,69 [\text{MPa}]$$

Redukované napětí podle HMM se pak vypočte:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 * \tau_s^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{14,09^2 + 3 * 21,69^2}$$

$$\sigma_{red} = 40,13 \text{ [MPa]}$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}}$$

$$k_s = \frac{295}{40,13}$$

$$k_s = 7,35 [-]$$

Čep v podpoře D

Tento čep je umístěn na jednom ložisku ve vahadle na druhém v podpěře, reakční síla je dělena dvěma, jelikož jsou součásti spojeny dvěma čepy.

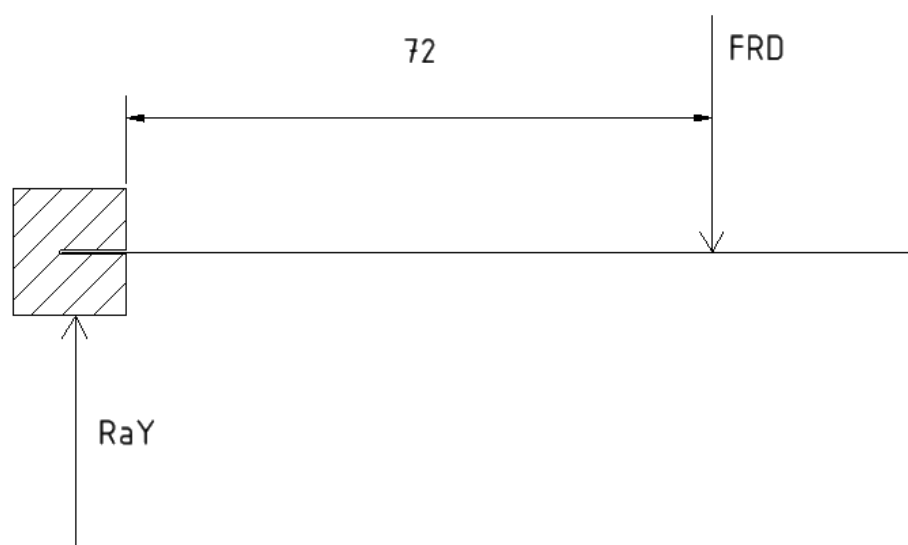
Zatěžující síla čepu se pak vypočítá:

$$FRD = FRC$$

$$FRD' = FRC/2$$

$$FRD' = 13625/2$$

$$FRD' = 6812,5 \text{ [N]}$$



Obr. 46- Schéma čepu v podpoře D

$$\sum Fx = 0 = RAX - FRD'X''$$

$$FRD'X = 0 = RAX$$

$$\sum Fy = 0 = FRD' + RAY'$$

$$RAY = FRG'$$

$$RAY = 6812,5[N]$$

$$\sum MoJ = 0 = MRA - FRD' * L2$$

$$MRA = FRG' * L2$$

$$MRA = 6812,5 * 72$$

$$MRA = 490500[Nmm]$$

Maximální ohyb pak vyjádříme jako:

$$Mo_{max} = FRD' * L$$

$$Mo_{max} = 6812,5 * 72$$

$$Mo_{max} = 490500[NMm] = 490,5[Nm]$$

Průměr čepu je totožný jako při kontrole předchozího čepu v podpoře A, takže obsah střižné plochy a kvadratický moment průřezu čepu je taktéž shodný

$$W_o = 7853,98 [mm^4]$$

Namáhání v ohybu se pak vypočte:

$$\sigma_o = \frac{Mo_{max}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{490500}{7853,98}$$

$$\sigma_o = 62,452 [MPa]$$

Namáhání čepu na smyk:

$$S_{\check{c}} = 314,15 [mm^2]$$

$$\tau_s = \frac{FRD'}{S_{\check{c}}}$$

$$\tau_s = \frac{6812,5}{314,15} = 21,66 [MPa]$$

Redukované napětí pode HMH se pak vypočte:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3 * \tau_s^2}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{62,45^2 + 3 * 21,66^2}$$

$$\sigma_{red} = 72,853 [MPa]$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}}$$

$$k_s = \frac{295}{72,853}$$

$$k_s = 4,049 [-]$$

Kontrola kluzných pouzder na otlačení (Moravec, 2005)

Pro vzorový výpočet kontroly na otlačení kluzného ložiska bylo opět vybráno nejvíce zatížené ložisko. Byly použity kluzná ložiska dle normy DIN 1850. z konstrukčního hlediska byly v uzlech, kde jednotné ložisko nevyhovovalo namáhání na otlačení použity dvojice ložisek uložených proti sobě. Ve většině těchto případů byla šířka náboje pro ložisko upravena, aby byla mezera mezi ložisky minimální, tak je reakce vypočtena jako v jedné podpoře. Materiál ložisek je zvolen olověný bronz a jeho únosnost v tlaku je $P_{dov.} = 50 MPa$. Zatěžující síle je $FRD' = 6812,5 N$

Rozměry ložiska

$$\text{Jmenovitý průměr ložiska } d_{\check{c}} = 20 [mm]$$

$$\text{Vnější průměr ložiska } d_N = 23 [mm]$$

$$\text{Šířka ložiska } b = 20 [mm]$$

Tlak v ložisku je pak vypočten

$$P_L = \frac{F}{S_L}$$

$$P_L = \frac{7145}{600}$$

$$P_L = 11,908 \text{ [MPa]}$$

$$S_L = d_{\text{c}} * b$$

$$S_L = 20 * 30$$

$$S_L = 600 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$k = \frac{P_{dov}}{P_L}$$

$$k = \frac{50}{11,908} = 4,198[-]$$

4.5 Kontrola jednotlivých částí rámu

Pro kontrolu byly vybrány části, jež jsou dle předpokladu namáhány nejvíce. Tyto součásti byly podrobeny MKP analýze v programu Autodesk Inventor. Schéma zatížení je velice jednoduché, části byly uloženy na čepech shodných s reálnými čepy v uložení. Skrze tyto čepy byly zatíženy reakcemi, které byly dopočteny nebo přímo působí na části. Čepy byly upraveny tak, aby měly plošky, na které lze aplikovat vazby či síly. Veškeré vazby v simulaci byly nastaveny jako vázané, protože šlo většinou o svařence. Pouze vazby spojující čepy byly uvolněny jako posuvné.

Z výsledků analýz jsou patrné koncentrace napětí v určitých částech, dle toho byly navrženy i svary konstrukce.

Vahadlo

Prvním namáhaným prvkem je vahadlo mechanismu, z hlediska zatížení na něj působí nejvyšší reakce a konstrukce je nejméně vyztužená ze dvojce těchto prvků.

Zatěžující silou je reakce FRC a reakce FRH, Obě tyto síly byly vypočteny na základě namáhání prutové modelové soustavy. Orientace těchto sil je dána polohou

mechanismu a toto namáhání bylo řešeno pro nejhorší variantu, ta je definována jako poloha, kde na tuto část působí největší ohybové momenty.

Materiál byl definován jako konstrukční ocel pro svařované konstrukce 11 453 dle ČSN 42 5720

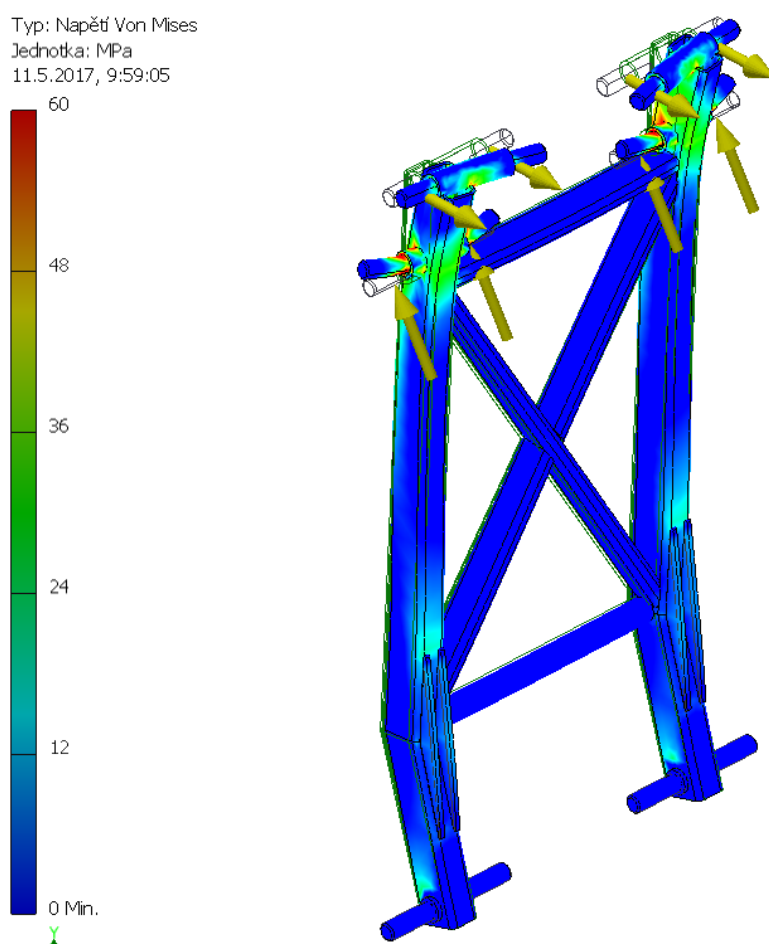
Okrajové podmínky:

Zatěžující síly

- FRC = 13625 N
- FRH = 6691 N

Vazby byly nadefinovány jako vázané kromě čepů, které byly nadefinovány posuvnou vazbou

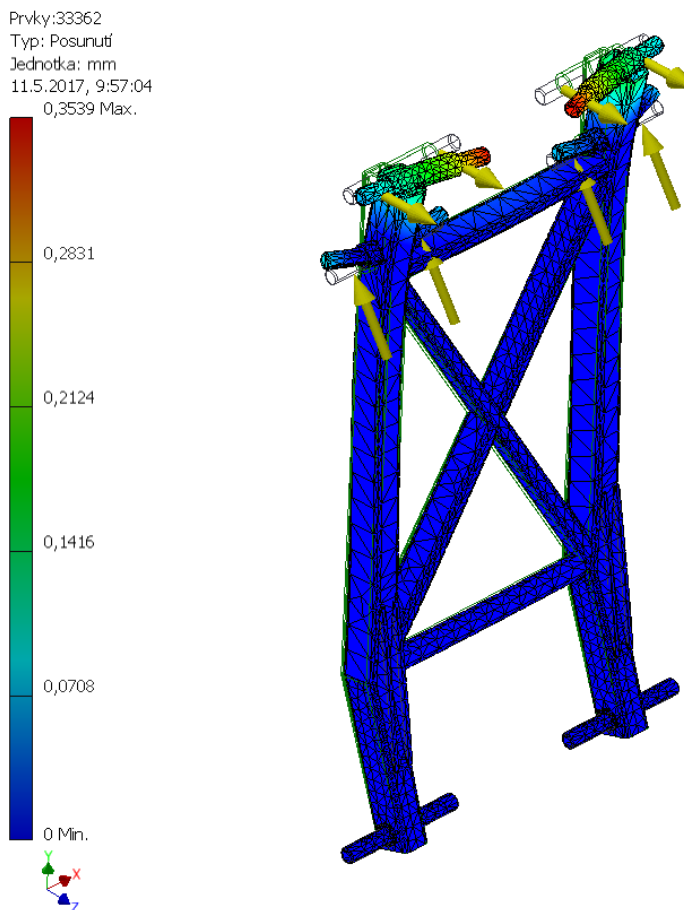
Pevná vazba byla umístěna na spodní čepy sestavy



Obr. 47-Vykreslení napětí při namáhání reakcemi

Maximální napětí dosahovalo hodnoty 127,38 Mpa, jednalo se však pouze o koncentrace na ostrých hranách. Proto byla škála upravena tak, aby byly vykresleny

reálná namáhání. Jak můžeme pozorovat na Obr. 43 lokalizace maximálních namáhání odpovídají simulaci prutové soustavy. V poli maximálních relevantních namáhání se bezpečnost pohybuje okolo hodnoty $k_s=6,1$. Toto číslo je vysoké s ohledem na tuhost celku.



Obr. 48-Posunutí při zatížení vahadla reakcemi

Posunutí není veliké, což bylo cílem konstrukce zajistit co nejvyšší tuhost všech členů, a tak i celku jako takového. Hlavní deformaci zde představuje ohyb čepů.

Podpěra

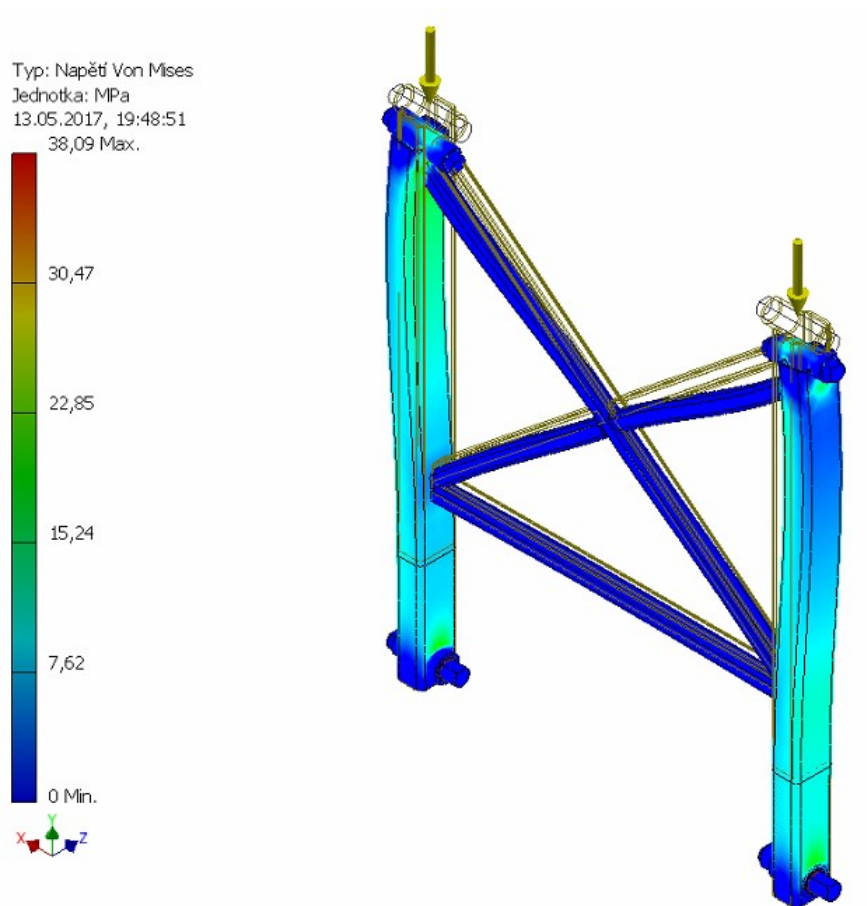
Další vybranou součástí rámu je podpora. Tato část je namáhán reakcí, která působí v ose dílů. Je zde použit totožný materiál jako u předchozí součásti.

Okrajové podmínky:

Zatěžující síla:

$$FRB= 13625 \text{ N}$$

Vazby byly definovány mezi součástmi rámu podpěry jako vázané mezi čepy jako posuvné. Pevná vazba byla umístěna na spodní čepové uložení.



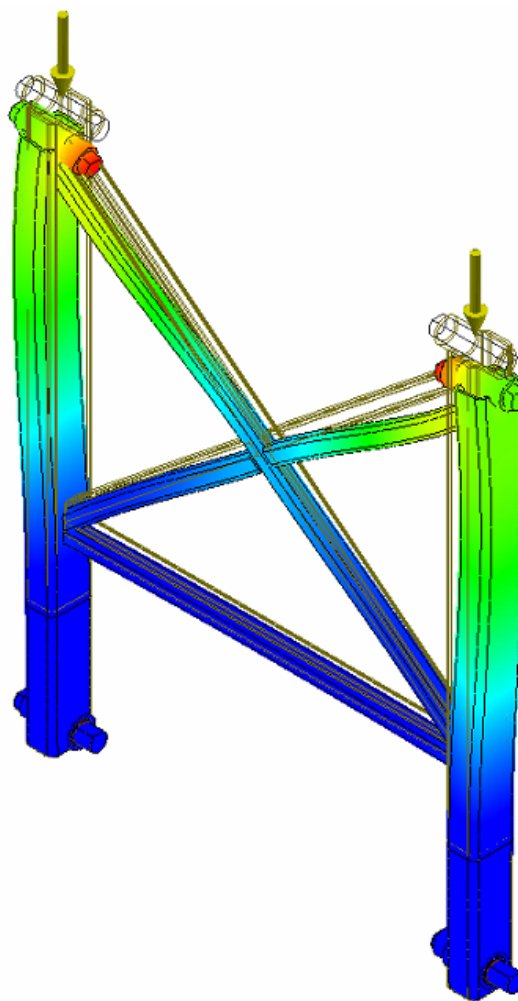
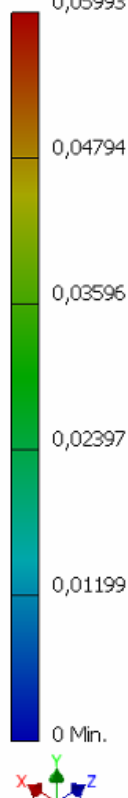
Obr. 49- napětí v podpoře při zatížení reakcí

Opět zde ve výsledném vyobrazení byly nalezeny koncentrace napětí na hranách dotyků. Ostatní napětí bylo dle předpokladu relativně nízké.

Z hlediska bezpečnosti byla celá podpora se svými výsledky na hodnotě $k_s=11,3$ a více. Což opět obhájí předdimenzování z důvodu tuhosti celku jako to platí u ostatních součástí.

Deformace součásti je taktéž velice nízká. Maximální hodnota posunutí se pohybuje okolo jedné desetiny milimetru.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
13.05.2017, 19:47:53
0,05993 Max.

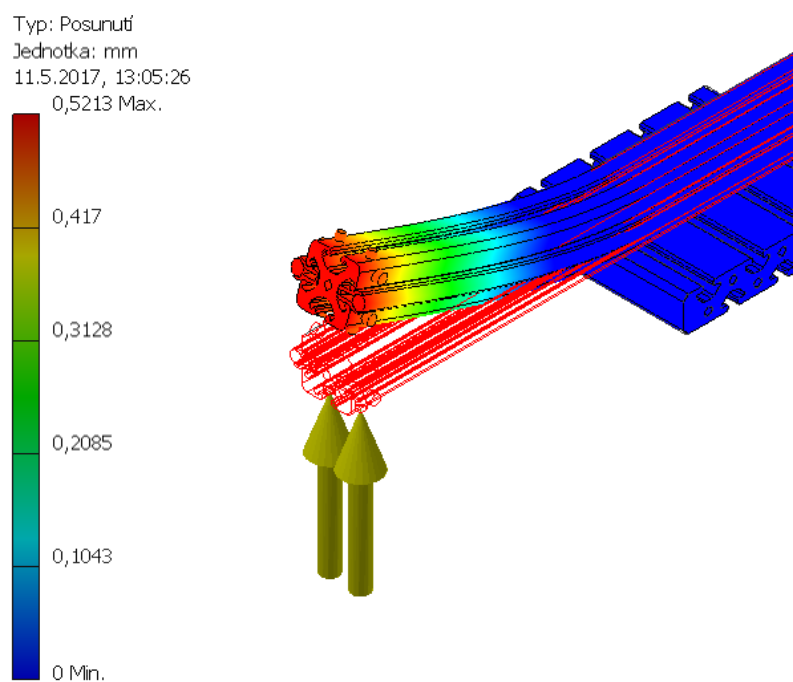


Obr. 50-deformace podpěry při zatížení reakcí

Srovnání pojezdových kolejnic v původním řešení a stávajícím

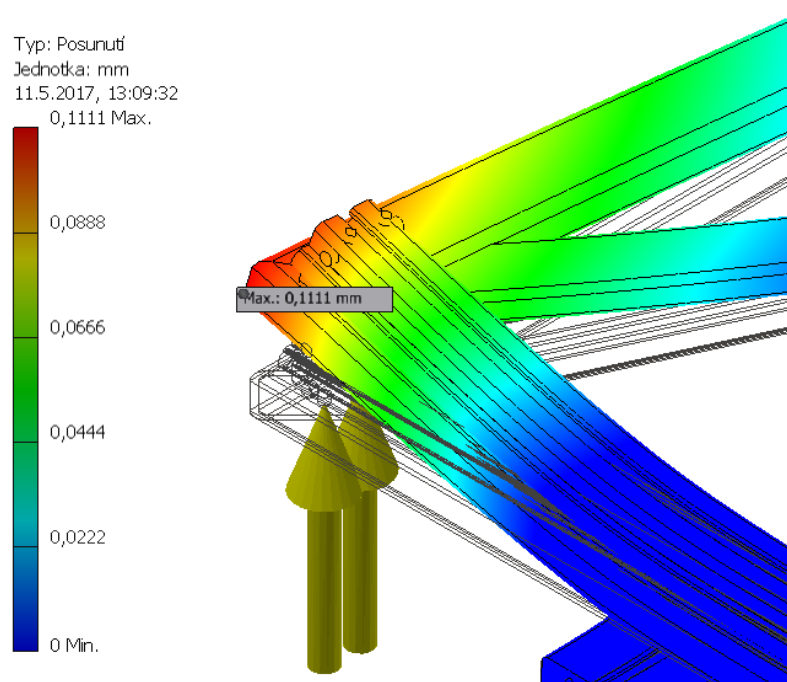
Pro srovnání deformací a napětí se zátěžovým experimentem vedení (Kapitola 2.5), byly vypracovány MKP analýzy původního řešení a nového návrhu. Zatížení bylo totožné jako v experimentu, a to silou $F=1\text{kN}$. Dotyky všech prvků byly nadefinovány jako vázané. Tímto byly zanedbány póze šroubové spoje. Pevná vazba byla definována na spodní část upínací plochy vozíku. Na obrázcích v této kapitole jsou zobrazeny především deformace, které jsou z hlediska tuhosti podstatnější.

Vykreslení všech namáhání a posunů výsledných analýz je přiloženo v přílohách diplomové práce.



Obr. 51-Deformace nepodepřeného vedení při namáhání v ose Z

Hodnoty posunutí a napětí jsou uvedeny v tabulce výsledků v závěru této kapitoly.

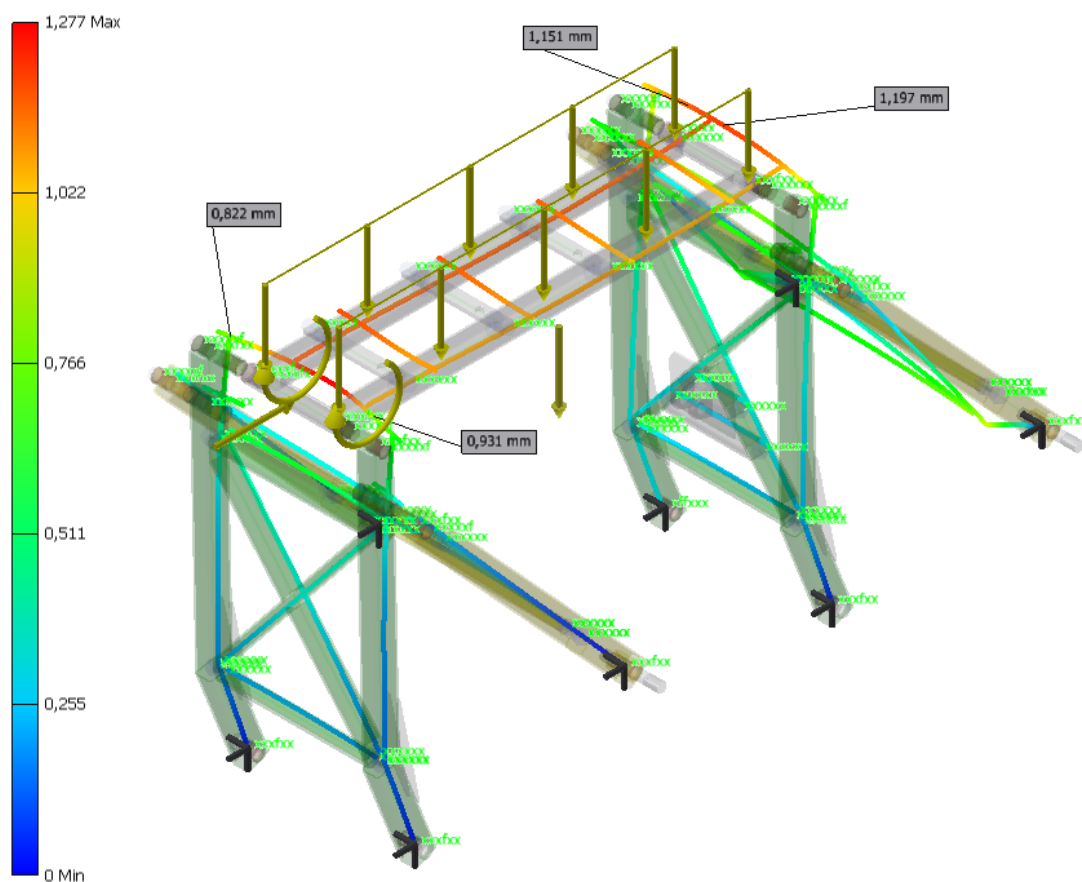


Obr. 52 Deformace podepřeného vedení při namáhání v ose Z

	Namáhání v ose Y	Namáhání v ose Z
Původní řešení posun[mm]	0,252	0,5213
Původní řešení napětí [MPa]	40,93	53,23
Podložené vedení posun[mm]	0,0445	0,111
Podložené vedení napětí [MPa]	19,35	32,56

Tab. 11- výsledky MKP simulací při namáhání vedení

Výsledky z hlediska řádů zcela naměřeným hodnotám, ale z hlediska srovnávání jsou tyto hodnoty přínosné. Výsledky MKP simulace mohou být ovlivněny především nastavením doteků nebo také materiálovými vlastnostmi. Výsledná úprava má však na vedení pozitivní vliv z hlediska tuhosti, a to v některých případech namáhání až několikanásobně. Při simulacích se nové konstrukční řešení dle výpočtových modelů dostalo při stejném namáhání jako u pokusných měření (Tab. 4, Obr. 11) na hodnotu posunutí vlivem deformace 1,27mm.



Obr. 53- Simulace zatížení rámové konstrukce s výslednou tuhostí

5 Závěr:

Dle konstrukčních postupů a výpočtů lze výsledné konstrukční řešení zhodnotit jako přínosné z hlediska vylepšení tuhosti a zjednodušení manipulace. Celkový přístup k řešení práce byl pojat s ohledem na dosažené dovednosti během studia a byla snaha využít moderních i klasických konstruktérských metod. Oproti původnímu zařízení je zde znatelná podstatně vyšší tuhost celého zařízení. Manipulace u původního zařízení probíhala zcela manuálně, nové zařízení je vybaveno přesným elektronickým ovládáním se snímáním aktuální polohy. Většina manipulačních prvků je upravena pro jednoduché přenastavení bez nutnosti přídavných nástrojů, tudíž i manipulace se zařízením je výrazně ulehčena.

Tab. 12- Porovnání obou řešení

	Původní řešení	Nové řešení
Tuhost	Nízká	Výrazně vyšší
Trajektorie pohybu při nastavování osy Z	Přímková	Oblouková
Ovládání	Ruční	Elektrické
Pohon osy Z	Ruční	Elektromechanické
Zajištění po ustavení	Použití nástrojů	Manuálně ovládané prvky
Odměrování osy	Opticky/ pravítka	Elektronické zobrazovací zařízení
Rozsah v ose X [mm]	800	800
Rozsah v ose Y [mm]	500	500
Rozsah v ose Z [mm]	500	510

6 Seznam použité literatury

Knihy

- [1] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce.* Montanex a.s. Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [2] KALAB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů.* Vyd. 1. Ostrava: VŠB-TU, 2007. sv. 91. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] LEINVEBER, Jan a kol., *Strojnické tabulky.* Vyd. 3. Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6
- [4] LENERT, Jiří. *Úvod do metody konečných prvků.* Vyd. 1.. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. sv. 109 . ISBN 80-7078-686-8
- [5] MORAVEC, Vladimír a HAVLÍK, Jiří. *Výpočet a konstrukce strojních dílů.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [6] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady ČaMS Spoje.* Vyd.2. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [7] ŠVERCL, Josef. *Technické kreslení a deskriptivní geometrie.* Scientia, 2003. sv 344. ISBN 80-7183-297-9

Internetové stránky

- [1] Agrifair. Zakládací zvedací stůl HTA-T PROLINE [online]. agrifair.cz, © 2007. [Cit. 18.4.2017]. Dostupné z: <http://www.agrifair.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=39&icid=25>
- [2] E-konstrukter. Součinitel tření [online]. e-konstrukter.cz, ©2013. [Cit. 2.5.2017]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [3] HanseLifter. Pojezdový zdvihací stůl SPB [online]. hanselifter.cz, © 2015. [Cit. 18.4.2017]. Dostupné z: http://www.hanselifter.cz/pojezdova_zdvihaci_plosina.html
- [4] Heavytech. Nůžkový zvedák překlápěcí HNT technik 455 [online]. naradi-pro.cz, © 2017. [Cit. 16.4.2017]. Dostupné z: <http://www.naradi-pro.cz/nuzkovy-zvedak-preklapeci-hanttechnik>

- [5] *Item24us*. Linear Slides [online]. item24us.com, © 2017. [Cit. 26.4.2017]. Dostupné z: <http://www.item24us.com/products/product-catalog/products/linear-slides.html>
- [6] *Matis*. Trapézové šrouby a příslušenství [online]. matis.cz, ©2017. [Cit. 2.5.2017]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/kategorie/trapezove-srouby-a-prislusenstvi>
- [7] *Mnssystems*. Lineární vedení [online]. mnssystems.cz, ©2015. [Cit. 5.5.2017]. Dostupné z: <http://www.mnssystems.cz/linearni-vedeni>
- [8] *Normy.biz*. Trubky ocelové bezešvé čtyřhranné tvářené za tepla [online]. shop.normy.biz, © 2003-2017. [Cit. 2.5.2017]. Dostupné z: <https://shop.normy.biz/detail/3964>
- [9] *Raveo*. Aktuátory MECVEL a TIMOTION [online]. raveo.cz, © 2017. [Cit. 26.4.2017]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/mecvel-polohovaci-system>
- [10] *Studium, škola, wiki*. Materiály kluzných ložisek [online]. strojirenstvi-stredni-skola.blogspot.cz, © 2017. [Cit. 2.5.2017]. Dostupné z: <http://strojirenstvi-stredni-skola.blogspot.cz/2011/04/23315-materialy-kluznych-lozisek.html>
- [11] *Technology-garage*. Nůžkový nízkozdvíhový zvedák OMCN 550/A - 2,5 t, zvedání za prahy, mobilní, pneu-hydraulický pohon [online]. technology-garage.cz, © 2017. [Cit. 1.5.2017]. Dostupné z: <http://www.technology-garage.cz/nuzkovy-nizkozdvizny-zvedak-omcn-550a-25-t-zvedani-za-prahy-mobilni-pneu-hydraulicky-pohon>
- [12] *Tomek*. Stroje a nářadí. Zvedací plošina pro motocykly MHB 455 [online]. tomek-naradi.cz, © 2017. [Cit. 10.4.2017]. Dostupné z: <http://www.tomek-naradi.cz/zvedaci-plosina-pro-motocykly-mhb-455/>

7 Seznam příloh

Příloha A- Hlavní sestavný výkres

Příloha B- Sestavný výkres polohovadla osy Z

Příloha C- Sestavný výkres lineárního pohonu

Příloha D- Výrobní výkres spodního rámu polohovadla

Příloha E- Výrobní pohybového šroubu

Příloha F- výrobní výkres svěrného uchycení

Příloha G- soubor obrázků MKP analýz

Příloha H-Datový nosič DVD

Poděkování bych chtěl věnovat především vedoucímu práce panu Ing. Tomášovi Kubínovi, Ph.D. za ochotné konzultace a odborné rady, dále zástupcům firmy Varroc za poskytnutí techniky pro natáčení vysokorychlostní kamerou

Jiří Malich:
